VISIT…

6П2.22
В64

ВОЗДУХО-ПОДОГРЕВАТЕЛИ

КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

16655
Тюменская ТЭЦ
г. Тюмень

„ЭНЕРГИЯ"
ЛЕНИНГРАД 1977

6П2.22
В 64
УДК 621.181:662.925.2

Авторы:

Т. С. Добряков, В. К. Мигай, В. С. Назаренко, И. И. Надыров, И. И. Федоров

Рецензенты: *В. В. Померанцев, С. М. Шестак*

В 64 **Воздухоподогреватели** котельных установок. Л., «Энергия», 1977.

184 с. с ил.

На обороте тит. л. авт.: Т. С. Добряков, В. К. Мигай, В. С. Назаренко и др.

В книге дается обзор конструкций воздухоподогревателей различных типов для котельных агрегатов. Изложена методика теплового и аэродинамического расчетов большинства известных типов воздухоподогревателей, применяемых в котельных установках. Кратко излагаются вопросы проектирования и эксплуатации. Приведены примеры расчета различных воздухоподогревателей.

Книга рассчитана на широкий круг читателей, работающих в области проектирования и эксплуатации, исследований и наладки, на преподавателей и студентов.

В $\frac{30303\text{-}100}{051(01)\text{-}77}$ 230-77 6П2.22

© Издательство «Энергия», 1977

ПРЕДИСЛОВИЕ

Энергетика в настоящее время развивается быстрыми темпами. При этом в СССР основная выработка электроэнергии по-прежнему сохраняется за тепловыми электростанциями (свыше 80% всей вырабатываемой электроэнергии в СССР). В 1963 г. в Советском Союзе были введены в строй первые энергоблоки по 300 тыс. кВт на сверхкритических параметрах пара. В последние годы введены в эксплуатацию и успешно работают блоки 500 и 800 тыс. кВт. Идут работы по созданию энергоблока мощностью 1200 тыс. кВт.

Энергетиками за последнее десятилетие освоено сжигание жидкого топлива (мазута), в том числе и высокосернистого, для чего работникам научно-исследовательских и конструкторских организаций, заводов и эксплуатационному персоналу пришлось решить ряд серьезных проблем. В ближайшее время энергетики должны освоить угли сибирских месторождений и в первую очередь месторождение бурого угля Канско-Ачинского бассейна, характеризующегося повышенным содержанием окиси кальция в золе.

Сжигание низкосортных топлив в ряде случаев требует высокого подогрева воздуха, глубокого охлаждения дымовых газов, что, в свою очередь, требует создания компактных, высокоэффективных воздухоподогревателей, имеющих высокую плотность. Важными факторами в работе воздухоподогревателей являются: возможность предотвращения коррозии, минимальное загрязнение поверхности нагрева, возможности очистки. Решением такого большого комплекса задач, обеспечивающих надежную и эффективную работу воздухоподогревателей, в Советском Союзе занимаются различные организации. По трубчатым воздухоподогревателям большой комплекс работ выполняется Всесоюзным теплотехническим институтом им. Ф. Э. Дзержинского

(ВТИ) и Подольским заводом им. Орджоникидзе (ЗиО), а также в ЦКТИ им. И. И. Ползунова и на Барнаульском котельном заводе (БКЗ). Первые вращающиеся регенеративные воздухоподогреватели (РВП) были разработаны на Таганрогском заводе «Красный котельщик» (ТКЗ) и на ЗиО. ЦКТИ совместно с заводами проводит работы по исследованию и совершенствованию конструкций РВП, а ВТИ занимается вопросами исследования коррозии и защиты воздухоподогревателей от нее. Дробепоточный воздухоподогреватель (ДРВ) разработал канд. техн. наук Е. И. Кашунин (БКЗ), и первые образцы таких воздухоподогревателей изготовлены на БКЗ. Стендовые и промышленные исследования ДРВ выполнены ЦКТИ совместно с БКЗ.

Целью настоящей книги является обобщение данных о воздухоподогревателях различных типов для котельных агрегатов. Книга предназначена для широкого круга читателей: конструкторов, исследователей, эксплуатационников, преподавателей и студентов.

Замечания и пожелания по книге просьба направлять по адресу: 192041, Ленинград, Марсово поле, д. 1, Ленинградское отделение издательства «Энергия».

Авторы

ГЛАВА ПЕРВАЯ

РЕКУПЕРАТИВНЫЕ ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛИ

1-1. НАЗНАЧЕНИЕ ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЯ В СОВРЕМЕННОМ КОТЕЛЬНОМ АГРЕГАТЕ

Современный котельный агрегат немыслим без воздухоподогревателя. С развитием энергетики, с увеличением единичной мощности котельных агрегатов роль воздухоподогревателя непрерывно возрастает. Это обусловлено рядом факторов. Температура газов за водяным экономайзером мощных котлов составляет 350—400° С. В воздухоподогревателе она снижается до 140—160° С. Тепло, отданное газами воздуху, возвращается в топку котла. Подогретый воздух улучшает горение топлива, в результате чего снижается химический и механический недожог топлива. Благодаря воздухоподогревателю использование тепла, выделяемого сжигаемым топливом, повышается на 10—15%, и к. п. д. современных агрегатов достигают 92—94%. Кроме того, благодаря подогреву воздуха повышается температура в топке, растут температурные напоры в тракте котла и, следовательно, уменьшается масса дорогостоящих поверхностей нагрева, работающих под давлением.

Оптимальная температура подогрева воздуха в зависимости от вида топлива колеблется в пределах 250—400° С. Таким образом, воздухоподогреватели имеют низкие температурные напоры, что приводит к установке больших поверхностей нагрева. Затраты металла на воздухоподогреватели достигают одной трети массы поверхностей нагрева всего котла и 20% общей массы металла котла.

Повышение к. п. д. котла за счет снижения температуры уходящих газов приводит к тому, что при сжигании сернистых топлив холодная часть воздухоподогревателя имеет температуру стенки ниже температуры точки росы дымовых газов. В связи с этим возникает коррозия и загрязнение этой части воздухоподогревателя. Особо остро эта проблема встает при сжигании высокосернистого

мазута. Изготовление котлов в газоплотном исполнении, совершенствование топочных и горелочных устройств позволяет сжигать мазут при избытках воздуха в топке, близких к стехиометрическим, благодаря чему температура точки росы существенно снижается, а это позволяет снизить температуру уходящих газов. Если учесть, что снижение температуры уходящих газов на 20°С повышает к. п. д. котла на 1%, то становится очевидным, насколько важна борьба за обеспечение надежной работы воздухоподогревателя при возможно большем снижении температуры уходящих газов.

Существуют два принципа передачи тепла в воздухоподогревателе от газов к воздуху: рекуперативный и регенеративный. Рекуперативные воздухоподогреватели, применяемые в котлостроении, бывают стальные трубчатые и пластинчатые, чугунные (ребристые, ребристо-зубчатые и пластинчатые) и стеклянные.

К регенеративным относятся воздухоподогреватели с вращающимся ротором (РВП); с вращающимися коробками (типа Ротемюле); с движущимся теплоносителем.

Рекуперативные воздухоподогреватели являются наиболее простыми теплообменниками. В процессе передачи тепло проходит непрерывно через стенку, с одной стороны которой проходят газы, с другой стороны — воздух. Наиболее распространенным рекуперативным воздухоподогревателем является трубчатый (ТВП). Трубчатый воздухоподогреватель прост в изготовлении и эксплуатации, но имеет большую массу и занимает большой объем. При значительной коррозии «холодного» конца (особенно «холодных» углов) появляются заметные перетоки воздуха в газовый тракт, а замена кубов трубчатого воздухоподогревателя является весьма трудоемкой операцией. Масса наиболее крупных ТВП достигает 2000 т.

Пластинчатые воздухоподогреватели из прямых стальных листов в настоящее время не изготовляются вследствие их более сложного (по сравнению с трубчатыми) изготовления и невысокой надежности.

Использование в последнее время пластинчатых воздухоподогревателей из стальных профильных листов в газотурбинных установках (типа НЗЛ *) показывает, что такие воздухоподогреватели могут найти применение и в котлах.

Чугунные воздухоподогреватели являются сравнительно металлоемкими и находят применение лишь в небольших котлах. В то же время, как показано в [65], применение пластинчатых чугунных воздухоподогревателей на холодном конце более мощных котлов может представить определенный интерес в связи с повышенной их коррозионной стойкостью.

Обнадеживающие результаты показывают стеклянные трубчатые воздухоподогреватели, устанавливаемые как в СССР, так и за

* НЗЛ — Невский машиностроительный завод им В. И. Ленина.

рубежом в опытном порядке на холодном конце котлов различной мощности, в том числе газомазутных котлов блоков 300 МВт.

Наибольшее распространение в настоящее время нашли регенеративные вращающиеся воздухоподогреватели. Передача тепла в регенеративных воздухоподогревателях происходит иначе, чем в рекуперативных. Поверхность теплообмена омывается поочередно то газовым, то воздушным потоком. В газах она нагревается, а перейдя на воздушную сторону, передает тепло воздуху. Эти воздухоподогреватели отличаются компактностью, значительно меньшей массой по сравнению с трубчатыми воздухоподогревателями независимостью присосов воздуха от коррозии поверхности теплообмена.

В целях борьбы с коррозией на холодном конце может устанавливаться эмалированная или неметаллическая поверхность теплообмена. Благодаря применению профилированных листов набивки в РВП удается добиться высокой интенсификации теплообмена. В настоящее время изготавливаются РВП с ротором диаметром до 17 м. Двух таких РВП достаточно для установки на котле газомазутного моноблока мощностью 1200 МВт. К недостаткам РВП следует отнести сложность уплотнительных устройств и большую массу вращающегося ротора, которая требует разработки специального привода и подшипников большой грузоподъемности. За последние годы находят применение регенеративные воздухоподогреватели с вращающимися коробами (типа Ротемюле). В этом воздухоподогревателе большая масса поверхности теплообмена неподвижна, а вращаются имеющие сравнительно небольшую массу патрубки. Недостатками его являются так же, как и в РВП, сложность устройства уплотнений, недоступность во время работы подшипников и уплотнений, большая сложность устройства для очистки.

Помимо указанных, в настоящее время начинают применяться воздухоподогреватели с движущимся твердым теплоносителем (дробепоточные регенеративные воздухоподогреватели — ДРВ). ДРВ обладают важными свойствами: минимальными протечками воздуха, способностью самоочистки движущегося теплоносителя, возможностью применения неметаллических зернистых материалов (гравий, керамические и стеклянные шарики). Опытно-промышленные образцы, установленные на котлах производительностью 50 т/ч, прошли эксплуатационную проверку. Как показали опыт эксплуатации и испытания, выполненные ЦКТИ и БКЗ, эти воздухоподогреватели надежны в работе и обеспечивают глубокое охлаждение дымовых газов (до температуры 120° С). Основной их недостаток заключается в трудности подъема теплоносителя в бункера.

С целью борьбы с коррозией на некоторых котлах были опробованы воздухоподогреватели с промежуточным теплоносителем, а на ЗиО (совместно с ВТИ) разработана конструкция каскадного трубчатого воздухоподогревателя.

1-2. СТАЛЬНЫЕ ТРУБЧАТЫЕ ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛИ

Трубчатые воздухоподогреватели нашли наибольшее распространение в послевоенные годы. Несмотря на то что за последние десятилетия ТВП были вытеснены регенеративными воздухоподогревателями, доля их в настоящее время вновь возрастает. Так, трубчатые воздухоподогреватели установлены на мощнейших пылеугольных котлах: блока 500 МВт Назаровской ГРЭС, блоков 650 и 1130 МВт электростанции «Парадайз» и других мощных блоков электростанций США и ряда других стран.

На котлах малой энергетики устанавливаются в основном трубчатые воздухоподогреватели.

Трубчатые воздухоподогреватели изготовляются из стальных труб диаметром 40 или 51 мм, с толщиной стенки 1,5 мм, собранных в секции (кубы). Деление воздухоподогревателя на кубы упрощает его изготовление, транспортировку, монтаж и замену вышедших из строя кубов.

Трубчатый воздухоподогреватель, состоящий из одного куба, показан на рис. 1-1. Дымовые газы проходят внутри труб. Воздух движется в межтрубном пространстве перпендикулярно движению газов (перекрестное движение). Концы труб закреплены при помощи сварки в трубных досках. При помощи промежуточных трубных досок и перепускных коробов осуществлено трехходовое движение воздуха. Как известно, наиболее компактным является теплообменник, работающий по схеме противотока, т. е. при движении теплоносителей навстречу друг другу, однако в ТВП это осуществить трудно.

Обычно в трубчатых воздухоподогревателях имеет место от одного до четырех ходов воздуха. Простейший (одноходовой) воздухоподогреватель работает по перекрестной, наименее выгодной схеме. В таком воздухоподогревателе трудно достичь оптимальных скоростей воздуха, а температурный напор наименьший, что требует большей поверхности теплообмена. При четырехходовом движении воздуха работа воздухоподогревателя близка к противотоку. При этом достигается оптимальная скорость воздуха и значительное повышение температурного напора, в результате чего при одной и той же тепловой мощности воздухоподогреватель будет более компактным и легким по сравнению с одноходовым. Более четырех ходов в ТВП не делают, так как это усложняет конструкцию, приводит к возрастанию сопротивления по воздушной стороне; большая доля воздуха перетекает при этом через промежуточные трубные доски, что снижает эффективность воздухоподогревателя.

Из условий сварки наименьшее расстояние между отверстиями в трубной доске (мостик) должно быть не менее 9—10 мм. Толщина трубных досок составляет 5—25 мм и выбор их производится на основании прочностного расчета. Промежуточные доски имеют

толщину 5—10 мм. Крепление промежуточных досок производится при помощи хомутов к отдельным трубам. Кубы между собой соединяются уплотнительными полосами—компенсаторами (рис. 1-2) во избежание перетечек воздуха в газы между досками соседних

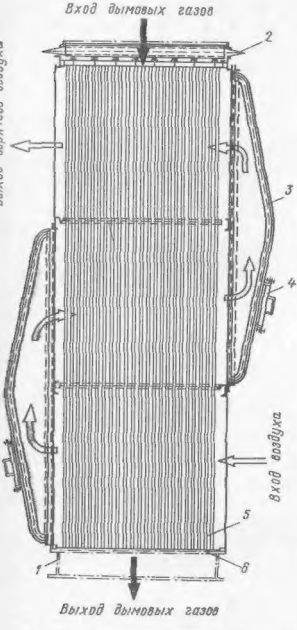


Рис. 1-1. Однопоточный трехходовой *трубчатый воздухоподогреватель*

1 — опора воздухоподогревателя; *2* — компенсатор; *3* — воздушные перепускные короба; *4* — лаз; *5* — трубы; *6* — трубные доски

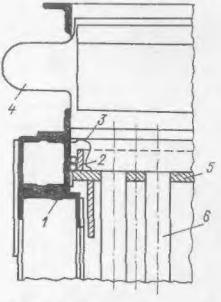


Рис. 1-2. Уплотнение трубчатого воздухоподогревателя

1 — короб; *2* — асбестовый шнур; *3* — компенсатор между трубной доской и коробом; *4* — компенсатор между каркасом котла и коробами; *5* — верхняя трубная доска; *6* — трубы

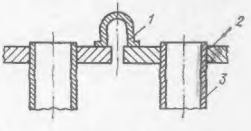


Рис. 1-3. Уплотнение между кубами

1 — компенсатор; *2* — трубная доска; *3* — трубы

кубов. *Верхняя трубная доска делается подвижной, что вызвано* значительным расширением труб при работе котла. Соединение кубов с патрубками и обшивкой производится при помощи уплотнительных устройств и компенсаторов (рис. 1-3). Поперечный шаг

для труб 51 × 1,5 составляет s_1 = 80 ÷ 95 мм, продольный s_2 = 50 — 60 мм; для труб 40 × 1,5 s_1 = 52 — 70 мм, s_2 = 40 ÷ 50 мм. Трубы обычно устанавливаются в шахматном порядке, реже в коридорном. Длительное время применялись только трубы диаметром 51 мм.

В пятидесятые годы ВТИ совместно с ЗиО разработал воздухоподогреватель новой конструкции (рис. 1-4). Здесь применены трубы диаметром 40 мм, шаги уменьшены до минимальных возможных по условиям технологии изготовления: s_1 = 54 мм, s_2 = 42 мм.

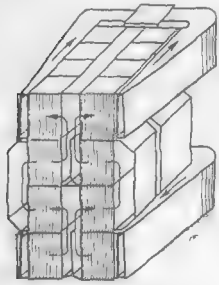


Рис. 1-4. Двухпоточный воздухоподогреватель ВТИ

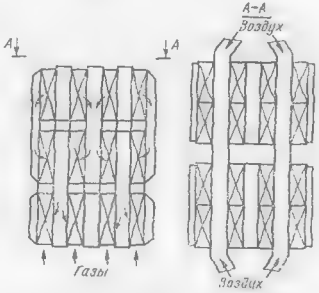


Рис. 1-5. Схема трубчатого воздухоподогревателя котла П-49

С целью увеличения температурного напора вместо двух ходов воздуха сделано четыре. Необходимое сечение для прохода воздуха обеспечено за счет перехода на два потока. Применение воздухоподогревателя системы ВТИ позволило значительно уменьшить габариты воздухоподогревателя и массу.

С учетом опыта эксплуатации таких воздухоподогревателей Подольским заводом им. Орджоникидзе был разработан трубчатый воздухоподогреватель (рис. 1-5) для одного из мощнейших пылеугольных котлов Пп 1600-255 ж (П-49) блока 500 МВт Назаровской ГРЭС. Воздухоподогреватель выполнен из труб 40 × 1,5 с s_2 = 40 мм (относительные шаги: σ_1 = 1,3, σ_2 = 1,0). Расположение труб шахматное. Трубные доски изготовлены из стальных листов толщиной 5 мм. Размер мостика s' = 7 мм. Кубы второго и третьего ходов опорные с маяковыми трубами. Верхние (входные по воздуху) кубы не имеют маяковых опорных труб. Воздухоподогреватель одноступенчатый, трехходовой.

Как отмечалось выше, применение промежуточных трубных досок снижает тепловую эффективность ТВП вследствие перетечек воздуха через эти доски (по технологическим условиям в проме-

жуточной трубной доске вокруг каждой трубы имеется кольцевой зазор 0,5 0,6 мм). В связи с этим ходы воздухоподогревателя выполнены раздельными (без промежуточных трубных досок) Кубы установлены над водяным экономайзером по высоте в три ряда соответственно количеству ходов воздуха Размеры куба: высота 4895 мм, сечение 3120 × 1280 мм, масса 13 т. Воздухоподогреватель выполнен из двух одинаковых полукорпусов. Два параллель-

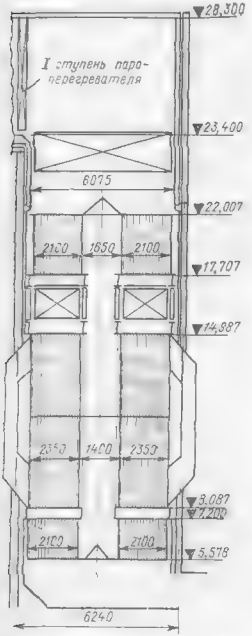


Рис 1-6 Трубчатый воздухоподогреватель котла БКЗ-320

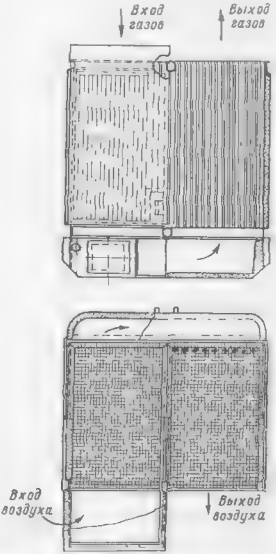


Рис 1-7 Трубчатый воздухоподогреватель котла ДКВр-10-39

ных потока газов распределяются по полукорпусам Движение газов снизу вверх Полукорпуса соединены по воздуху и газам специальными коробками, расположенными в верхней части воздухоподогревателя. Движение воздуха в каждом полукорпусе четырех поточное.

Кубы ТВП по периметру обшиты стальными листами для исключения межходовых и внутриходовых шунтовых (так называемых холостых) перетоков воздуха в ТВП, существенно снижающих коэффициент использования поверхности нагрева.

Следует отметить, что при изготовлении и монтаже ТВП большое внимание уделялось герметичности кубов.

При необходимости высокого подогрева воздуха устанавливают двухступенчатый воздухоподогреватель. Двухступенчатым, как правило, делают трубчатый воздухоподогреватель. Опыт эксплуатации комбинированного воздухоподогревателя на котле ТП-100, на котором в качестве первой ступени был установлен регенеративный воздухоподогреватель, а второй ступенью являлся трубчатый, себя не оправдал. Это связано с тем, что часть золы в таком воздухоподогревателе уносится из РВП с воздухом во вторую ступень воздухоподогревателя, в результате чего забивается межтрубное пространство. Отложения увеличивают сопротивление воздушного тракта и снижают тепловую эффективность воздухоподогревателя. Удаление отложений из межтрубного пространства ТВП затруднено.

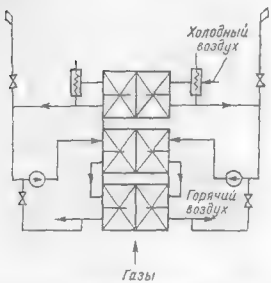


Рис. 1-8. Схема трубчатого каскадного воздухоподогревателя

На рис. 1-6 приведена схема двухступенчатого трубчатого воздухоподогревателя котла БКЗ-320, работающего на экибастузском каменном угле. Воздухоподогреватель является двухпоточным. В середине между обоими потоками газов находится воздушный короб. После нижних кубов первой ступени воздухоподогревателя отбирается слабо подогретый воздух на всас мельничного вентилятора неработающей мельницы для транспорта пыли к горелкам. Воздухоподогреватель выполнен из труб 40 × 1,5.

Для котлов малой производительности типа ДКВР, выпущенных большой серией (свыше 50 000 штук), применялось несколько типов трубчатых воздухоподогревателей.

На рис. 1-7 показан ТВП котла ДКВР-10-39. Воздухоподогреватель состоит из двух кубов, перепускных воздушных коробов, опорной рамы. Трубы 40 × 1,5 установлены в шахматном порядке с шагом в поперечном направлении 80 мм и в продольном 60 мм. Газы движутся внутри труб, а воздух — в межтрубном пространстве. Трубный пучок снабжен обвязочным каркасом из стального проката. Боковые стены закрыты щитами со стальной обшивкой и тепловой изоляцией. Для предотвращения перетекания воздуха

помимо трубного пучка установлены уплотнения и направляющие перегородки. Для компенсации температурных расширений труб и обвязочного каркаса имеется сварное уплотнение.

Представляет интерес воздухоподогреватель котельного агрегата производительностью 3630 т ч фирмы «Бабкок и Вилькокс», установленный на электростанции «Парадайз» (США). Котел оборудован циклонными предтопками для сжигания каменного угля, что требует применения высоконапорного вентилятора (напор 22 кПа).

Воздух подогревается в трубчатом воздухоподогревателе до 290 С. Применение регенеративных воздухоподогревателей при таких высоких напорах нежелательно из-за определенных трудностей с созданием надежных уплотнений. Воздухоподогреватель является одноходовым по воздуху и двухходовым по газам. Температура уходящих газов 150° С.

Во всех рассматриваемых конструкциях трубчатых воздухоподогревателей газы движутся внутри труб, а воздух — снаружи.

В последнее время на ряде станций нашли применение так называемые горизонтальные обращенные воздухоподогреватели, в которых воздух идет внутри труб, а газы —в межтрубном пространстве. В этих воздухоподогревателях в более благоприятных температурных условиях работают трубные доски, однако в них наблюдаются существенная неравномерность подогрева воздуха и повышенные загрязнения [47]. ЗиО предложил трубчатый воздухоподогреватель, работающий по каскадной схеме. При такой схеме через холодные кубы воздухоподогревателя пропускается лишь часть воздуха, поступающего в воздухоподогреватель, остальная часть воздуха проходит мимо холодных кубов к следующему ходу воздуха, где смешивается с уже подогретым в холодном кубе воздухом. На каскадную схему работы был переведен трубчатый одноступенчатый шестиходовой двухпоточный воздухоподогреватель сланцевого котла ТП-67 блока 200 МВт Прибалтийской ГРЭС (рис. 1-8). Реконструкция воздухоподогревателя была выполнена с целью снижения температуры уходящих газов.

До реконструкции весь холодный воздух подавался через паровой калорифер в верхние холодные кубы (газы в ТВП движутся снизу вверх). После реконструкции часть воздуха подается вентилятором в третий ход воздухоподогревателя, а часть холодного воздуха подогревается в калориферах, затем входит в холодные кубы (два первых хода) и поступает на всас дутьевого вентилятора, где перемешивается с холодным воздухом [55].

1-3. ПЛАСТИНЧАТЫЕ ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛИ

Пластинчатые воздухоподогреватели находили широкое распространение в предвоенные годы. Они изготавливались из стальных листов толщиной 1,5 -2,0 мм, собранных в кубы. При изготовле-

Кубы ТВП по периметру обшиты стальными листами для исключения межходовых и внутриходовых шунтовых (так называемых холостых) перетоков воздуха в ТВП, существенно снижающих коэффициент использования поверхности нагрева.

Следует отметить, что при изготовлении и монтаже ТВП большое внимание уделялось герметичности кубов.

При необходимости высокого подогрева воздуха устанавливают двухступенчатый воздухоподогреватель. Двухступенчатым, как правило, делают трубчатый воздухоподогреватель. Опыт эксплуатации комбинированного воздухоподогревателя на котле ТП-100, на котором в качестве первой ступени был установлен регенеративный воздухоподогреватель, а второй ступенью являлся трубчатый, себя не оправдал. Это связано с тем, что часть золы в таком воздухоподогревателе уносится из РВП с воздухом во вторую ступень воздухоподогревателя, в результате чего забивается межтрубное пространство. Отложения увеличивают сопротивление воздушного тракта и снижают тепловую эффективность воздухоподогревателя. Удаление отложений из межтрубного пространства ТВП затруднено.

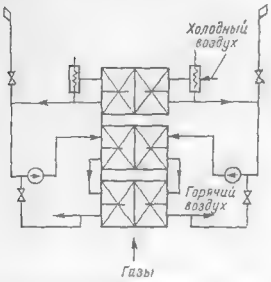


Рис. 1-8. Схема трубчатого каскадного воздухоподогревателя

На рис. 1-6 приведена схема двухступенчатого трубчатого воздухоподогревателя котла БКЗ-320, работающего на экибастузском каменном угле. Воздухоподогреватель является двухпоточным. В середине между обоими потоками газов находится воздушный короб. После нижних кубов первой ступени воздухоподогревателя отбирается слабо подогретый воздух на всас мельничного вентилятора неработающей мельницы для транспорта пыли к горелкам. Воздухоподогреватель выполнен из труб 40 × 1,5.

Для котлов малой производительности типа ДКВР, выпущенных большой серией (свыше 50 000 штук), применялось несколько типов трубчатых воздухоподогревателей.

На рис. 1-7 показан ТВП котла ДКВР-10-39. Воздухоподогреватель состоит из двух кубов, перепускных воздушных коробов, опорной рамы. Трубы 40 × 1,5 установлены в шахматном порядке с шагом в поперечном направлении 80 мм и в продольном 60 мм. Газы движутся внутри труб, а воздух — в межтрубном пространстве. Трубный пучок снабжен обвязочным каркасом из стального проката. Боковые стены закрыты щитами со стальной обшивкой и тепловой изоляцией. Для предотвращения перетекания воздуха

помимо трубного пучка установлены уплотнения и направляющие перегородки. Для компенсации температурных расширений труб и обвязочного каркаса имеется сварное уплотнение.

Представляет интерес воздухоподогреватель котельного агрегата производительностью 3630 т/ч фирмы «Бабкок и Вилькокс», установленный на электростанции «Парадайз» (США). Котел оборудован циклонными предтопками для сжигания каменного угля, что требует применения высоконапорного вентилятора (напор 22 кПа).

Воздух подогревается в трубчатом воздухоподогревателе до 290 С. Применение регенеративных воздухоподогревателей при таких высоких напорах нежелательно из-за определенных трудностей с созданием надежных уплотнений. Воздухоподогреватель является одноходовым по воздуху и двухходовым по газам. Температура уходящих газов 150° С.

Во всех рассматриваемых конструкциях трубчатых воздухоподогревателей газы движутся внутри труб, а воздух — снаружи.

В последнее время на ряде станций нашли применение так называемые горизонтальные обращенные воздухоподогреватели, в которых воздух идет внутри труб, а газы — в межтрубном пространстве. В этих воздухоподогревателях в более благоприятных температурных условиях работают трубные доски, однако в них наблюдаются существенная неравномерность подогрева воздуха и повышенные загрязнения [47]. ЗиО предложил трубчатый воздухоподогреватель, работающий по каскадной схеме. При такой схеме через холодные кубы воздухоподогревателя пропускается лишь часть воздуха, поступающего в воздухоподогреватель, остальная часть воздуха проходит мимо холодных кубов к следующему ходу воздуха, где смешивается с уже подогретым в холодном кубе воздухом. На каскадную схему работы был переведен трубчатый одноступенчатый шестиходовой двухпоточный воздухоподогреватель сланцевого котла ТП-67 блока 200 МВт Прибалтийской ГРЭС (рис. 1-8). Реконструкция воздухоподогревателя была выполнена с целью снижения температуры уходящих газов.

До реконструкции весь холодный воздух подавался через паровой калорифер в верхние холодные кубы (газы в ТВП движутся снизу вверх). После реконструкции часть воздуха подается вентилятором в третий ход воздухоподогревателя, а часть холодного воздуха подогревается в калориферах, затем входит в холодные кубы (два первых хода) и поступает на всас дутьевого вентилятора, где перемешивается с холодным воздухом [55].

1-3. ПЛАСТИНЧАТЫЕ ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛИ

Пластинчатые воздухоподогреватели находили широкое распространение в предвоенные годы. Они изготавливались из стальных листов толщиной 1,5 -2,0 мм, собранных в кубы. При изготовле-

нии концы двух листов отгибаются и свариваются с двух противоположных сторон. Следующий лист приваривается к двум другим сторонам второго листа таким образом, что получаются два канала, расположенные под углом 90° один к другому. Таким образом набирается куб необходимых размеров. Расстояние между листами 18—30 мм по газам и 13—24 мм по воздуху. Пластинчатый воздухоподогреватель, собранный из кубов, показан на рис. 1-9. Воздухоподогреватель двухходовой по воздуху и одноходовой по газам.

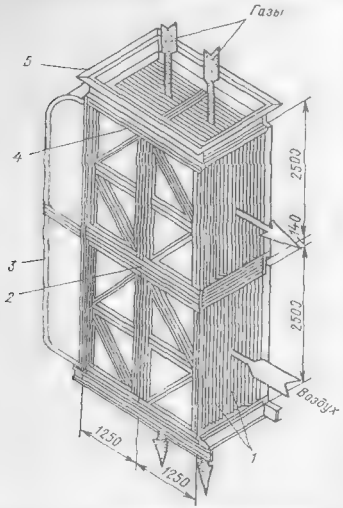


Рис. 1-9. Пластинчатый воздухоподогреватель

1 — [illegible]; 2 — каркас с обшивкой; 3 — перепускной короб; 4 — рама; 5 — компенсатор

Пластинчатые воздухоподогреватели имеют ряд существенных недостатков: у них низкий коэффициент теплопередачи; из-за градиента температур происходит коробление листов, что приводит к повышенным присосам и невысокой надежности в эксплуатации; они более сложны при изготовлении. По указанным причинам такие воздухоподогреватели с производства сняты.

За последние годы различными исследователями выполнены большие работы по интенсификации теплообмена, в том числе и в пластинчатых теплообменниках. Наибольший интерес представляет пластинчатый воздухоподогреватель НЗЛ с профильными листами, который нашел широкое применение в газотурбинных установках. Опыт эксплуатации продемонстрировал его высокие показатели. Расчетные и стендовые исследования, проводимые в Ленинградском технологическом институте целлюлозно-бумажной промышленности, показывают, что пластинчатый воздухоподогреватель из стальных профильных листов может найти применение и в котельных установках. Такой воздухоподогреватель значительно компактнее и легче трубчатого. Расчетные исследования, выполненные в ЦКТИ, показывают, что воздухоподогреватель, выпол-

ченный из интенсифицированных стальных листов, может быть легче регенеративного, хотя его эквивалентный диаметр больше. Последнее облегчит борьбу с загрязнениями. Это подтверждается также работой б. ВОФ ВТИ, выполненной В. А. Петровым [40], в которой сопоставляются трубчатые воздухоподогреватели и различные пластинчатые теплообменники. Изготовление листов интенсифицированного профиля освоено котлостроительными заводами. Пластинчатые воздухоподогреватели газотурбинных установок изготовляются из профилированных листов с помощью автоматической сварки. Опыт эксплуатации РВП с интенсифицированной набивкой позволяет сделать вывод, что эксплуатация пластинчатых интенсифицированных воздухоподогревателей также возможна. Пластинчатые интенсифицированные воздухоподогреватели могут оказаться особенно перспективными при освоении углей сибирских месторождений и для котлов малой энергетики. Следует заметить, что малая энергетика потребляет значительную часть топлива, поэтому вопрос оптимальной конструкции воздухоподогревателей для котлов малой энергетики является весьма актуальным. Однако вопрос о широком применении указанных воздухоподогревателей в котлостроении может быть решен только после их всестороннего опробования.

1-4. ЧУГУННЫЕ ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛИ

Чугунные воздухоподогреватели в большой энергетике в СССР применения не нашли из-за их громоздкости и большой массы. В то же время известны случаи установки чугунных пластинчатых воздухоподогревателей на ряде мощных зарубежных котлов [63].

Таблица 1-1

Характеристики чугунных воздухоподогревателей

Величина	Параметры воздухоподогревателей при трубах			
	ребристых	ребристо-зубчатых		
Длина трубы полная, мм	2480	1200	2480	3500
Длина оребренной части трубы, мм	2275	1000	2275	[illegible]
Поверхность нагрева с газовой стороны, м²	4,11	1,91	4,11	5,78
Поверхность нагрева с воздушной стороны, м²	2,57	1,12	2,46	3,56
Живое сечение для газов, м²	0,139	0,064	0,139	0,202
» » » воздуха, м²	0,0118	0,011	0,011	0,011
Масса трубы, кг	—	73	162	40
Эквивалентный диаметр с воздушной стороны, м	0,0425	0,0342	0,0342	[illegible]

Применение чугунных воздухоподогревателей имеет место в ряде случаев и на отечественных котельных установках небольшой производительности.

Чугунные воздухоподогреватели подразделяются на трубчатые (ребристые и ребристо-зубчатые) и пластинчатые.

На рис. 1-10 показаны чугунные ребристая и ребристо-зубчатая трубы, из которых собираются кубы воздухоподогревателя. Соединяются трубы между собой при помощи болтов. Воздух идет внутри трубы, а газы омывают трубы снаружи. Оребрение труб как с газовой, так и с воздушной стороны повышает коэффициенты теплоотдачи с обеих сторон. Характеристики этих воздухоподогревателей приведены в табл. 1-1.

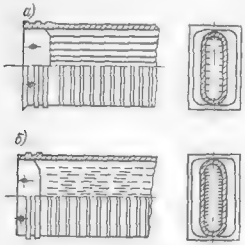


Рис. 1-10. Элементы чугунных трубчатых воздухоподогревателей: *а* — ребристого; *б* — ребристо-зубчатого

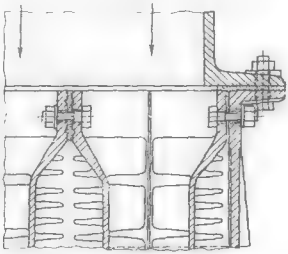


Рис. 1-11. Чугунный пластинчатый воздухоподогреватель

Чугунный пластинчатый воздухоподогреватель типа Каблиц (рис. 1-11) представляет собой оребренные с двух сторон пластины, изготавливаемые путем прогрессивных методов литья [65]. Движение газов и воздуха перекрестное. Направление ребер вдоль потока, т. е. на одной стороне пластины ребра расположены под прямым углом по отношению к ребрам другой стороны. Толщина ребра 1,5—3,0 мм. Ребра изготовляются прерывистыми с искусственной шероховатостью — для интенсификации теплообмена. Шаг ребер составляет 15 мм, гидравлический диаметр 20 мм. При высоком содержании золы в газах шаг ребер увеличивается от 15 до 20 и даже до 25 мм, а гидравлический диаметр возрастает до 36 мм. Соединение пластин болтовое. При высококачественных изготовлении и монтаже присосы в таких воздухоподогревателях практически близки к нулю (1—2%). Тонкостенные ребристые пластины получают высокую поверхностную закалку, а твердая поверхность имеет хорошую стойкость против коррозии. Благодаря этому такие воздухоподогреватели могут использоваться как холодная ступень рекуперативных воздухоподогревателей.

Характеристики пластины: поверхность нагрева с газовой стороны $H_г = 4,8$ м², с воздушной стороны $H_в = 2,82$ м²; живое сечение с газовой стороны $F_г = 0,0485$ м², с воздушной стороны $F_в = 0,0275$ м².

1-5. ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛИ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕМ

В ВТИ разработана конструкция воздухоподогревателя с промежуточным теплоносителем, который предназначен для работы в коррозионноопасной зоне. Воздухоподогреватель изготавливается из заполненных частично водой и запаянных с обеих сторон трубок. Заполнение производится следующим образом. Заглушивается один конец трубки, на другом конце остается небольшое отверстие. После этого трубка полностью заполняется водой и подогревается до кипения. Когда в трубке остается небольшое количество воды, верхний конец заваривается под струей пара с тем, чтобы воздух не проник в трубку снаружи. Таким образом, из трубки полностью удален воздух, водяные пары охлаждаются и конденсируются и в трубке образуется вакуум. Из таких трубок изготавливают секции, которые устанавливают в газовоздушных каналах. При этом один конец трубок находится в газовом канале, а другой — в воздушном.

В коррозионноопасной зоне устанавливаются, как правило, составные трубы. Как будет сказано ниже, кривая коррозии имеет два максимума скорости коррозии, причем второй максимум находится в зоне точки росы.

По данным ВТИ [6, 21] для топлив, имеющих точку росы до 130° С, необходимо применять составные трубы диаметрами в газовом и воздушном потоках соответственно 22 и 32 мм. В более холодной зоне воздушной стороны устанавливаются трубы большего диаметра. Вследствие большей поверхности охлаждения и большей скорости воздуха температура стенки этих труб должна уменьшиться и будет находиться в зоне первого минимума коррозии. Другая половина корродирующих труб устанавливается так, что больший диаметр находится в газовом потоке. Вследствие большей поверхности нагрева и большей скорости газов температура этих труб должна увеличиться и будет находиться в коррозионнобезопасной зоне. Газовый и воздушный каналы разделены трубной доской. Трубки могут устанавливаться как в вертикальном, так и в горизонтальном газоходах.

В вертикальных газоходах наклон трубок составляет 7—1[illegible] (рис. 1-12). Нижние концы их находятся в газовом канале, а верхние — в воздушном. Дымовые газы нагревают воду до кипения. Пар поступает в верхний конец трубки, отдает свое тепло воздуху, конденсируется и стекает в газовую часть. Так непрерывно происходит циркуляция воды (или другого теплоносителя) в трубке.

Тяжелые [illegible]

Так как трубки находятся под разрежением, то кипение воды происходит при температуре ниже 100° С. Температура стенки с воздушной и газовой стороны близка к температуре кипения теплоносителя в трубе. Присосы в таких воздухоподогревателях могут практически отсутствовать. Выход из строя отдельных трубок вследствие коррозии не приводит к повышению присосов воздуха

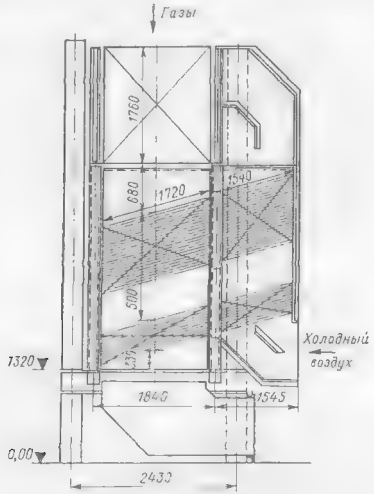


Рис. 1-12. Воздухоподогреватель с промежуточным теплоносителем

в воздухоподогревателе. Как правило, в воздухоподогревателях с промежуточным теплоносителем толщина стенки больше, чем в обычных трубчатых, что также увеличивает их срок службы.

1-6. СТЕКЛЯННЫЕ ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛИ

Снижение температуры уходящих дымовых газов ограничено коррозией поверхностей воздухоподогревателей, работающих в зоне точки росы (см. гл. 5). Один из методов борьбы с коррозией на котлах, работающих на высокосернистом мазуте, — применение стеклянных воздухоподогревателей. Стеклянный воздухоподогреватель является последней поверхностью теплообмена по ходу газов и пер-

вой предвключенной ступенью по воздуху. Как правило, он находится в зоне точки росы.

На рис. 1-13 показан пакет стеклянного трубчатого воздухоподогревателя, установленного на котле блока мощностью 300 МВт, работающем на высокосернистом мазуте и имеющем температуру газов на выходе из РВП 175–180° С. Воздухоподогреватель изготовлен примерно из 11 000 стеклянных труб 45 × 4 мм. Трубы

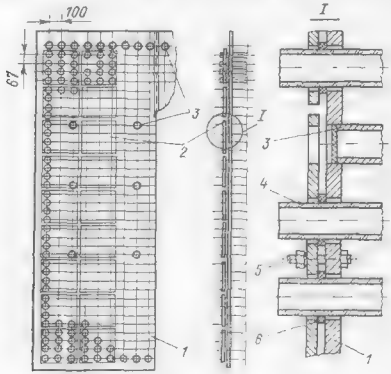


Рис. 1-13. Стеклянный воздухоподогреватель

1 — трубная доска; *2* — прижимная плита; *3* — стальные трубы; *4* — стеклянные трубы; *5* — болтовое соединение, *6* — уплотнительный резиновый элемент

расположены горизонтально в коридорном порядке с шагами: поперечным s_1 = 100 мм, продольным s_2 = 67 мм, общая длина трубы 2650 мм. По концам трубы закреплены с помощью трубчатых досок и кольцевого уплотнения из жаростойкой резины. При этом на концах труб устанавливается две трубные доски: основная толщиной 20 мм и прижимная толщиной 16 мм. Прижимные доски охватывают по 12 труб каждая и крепятся к основной доске болтовыми соединениями. Диаметр отверстий в обеих трубных досках одинаков, а в месте контакта с уплотнительным элементом отверстия имеют прямоугольную кромку. Первый по ходу газов ряд выполнен из стальных труб для защиты стеклянных труб от механических повреждений. Основные трубные доски скреплены металлическими стяжками. В пакетах установлено несколько стальных перегородок для уменьшения акустической ширины газохода [113].

ТЕПЛООБМЕН И СОПРОТИВЛЕНИЕ РЕКУПЕРАТИВНЫХ ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ

2-1. ТЕПЛООБМЕН И СОПРОТИВЛЕНИЕ В ТРУБЧАТЫХ ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЯХ

Коэффициент теплопередачи [в Вт/(м²·К)] в воздухоподогревателе определяется по формуле

$$k = \xi \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}, \qquad (2\text{-}1)$$

где коэффициент использования ξ учитывает совместное влияние загрязнения труб, неполноты омывания поверхности и перетоков воздуха в трубных решетках и других неплотностях.

Для воздухоподогревателей без промежуточных трубных досок при сжигании антрацитового штыба (АШ) и фрезерного торфа принимается для нижней ступени $\xi_1 = 0{,}8$, для верхней ступени $\xi_2 = 0{,}75$; при сжигании мазута и древесного топлива $\xi_1 = 0{,}8$, $\xi_2 = 0{,}82$. Для остальных топлив $\xi_1 = 0{,}81$, $\xi_2 = 0{,}82$.

Для трубчатых воздухоподогревателей с промежуточными трубными досками между отдельными ходами коэффициент использования снижается на 0,1 при наличии одной промежуточной трубной доски (в двух- и трехходовых ступенях) и на 0,15 — при двух промежуточных трубных досках (в трех-, четырех- и пятиходовых ступенях).

Приведенные выше значения коэффициентов использования при сжигании мазута даны при отсутствии в нижней ступени влажных отложений при температуре воздуха на входе в воздухоподогреватель не ниже 80° С [54].

При сжигании мазута с коэффициентом избытка воздуха в топке $\alpha_т > 1{,}03$ и при температуре воздуха перед воздухоподогревателем ниже 80° С коэффициент использования снижается на 0,1.

Повышение коэффициента использования не дает эквивалентного увеличения теплосъема с воздухоподогревателя, что объясняется изменением температурного напора. При противотоке больший теплосъем с воздухоподогревателя ведет к уменьшению температуры уходящих газов и повышению температуры горячего воздуха, т. е. к снижению температурного напора. По данным ЗиО (А. У. Липец и др.) изменение ξ от 0,75 до 0,6 уменьшает теплосъем приблизительно только на 6%. Для повышения ξ следует стремиться к устранению перетечек воздуха в межсекционных и краевых воздушных уплотнениях, через промежуточные трубные доски, из одного хода в другой в местах соединения воздухоподогревательных коробов.

Влияние загрязнений с газовой стороны на коэффициент использования особенно ощутимо при сажистых отложениях, для которых $\lambda \approx 0{,}12$ Вт/(м·К).

При сжигании абразивных углей необходимо считаться с абразивным износом элементов воздухоподогревателя. Как известно, скорость износа труб пропорциональна скорости газов в третьей степени. Поэтому при работе с такими топливами особое значение имеет равномерность омывания поверхностей.

Коэффициент теплоотдачи конвекцией [в Вт (м^2·К)] при поперечном омывании коридорных пучков, отнесенный к полной поверхности труб (по наружной окружности), определяется по формуле [54]:

$$\alpha_к = 0{,}2 C_z C_s \frac{\lambda}{d} \left(\frac{wd}{\nu}\right)^{0.65} \mathrm{Pr}^{0.33}, \qquad (2\text{-}2)$$

где C_z — поправка на число рядов труб по ходу теплоносителя, при $z < 10$

$$C_z = 0{,}91 + 0{,}0125\,(z_2 - 2), \qquad (2\text{-}3)$$

при $z_2 > 10$ $C_z = 1$; C_s — поправка на геометрическую компоновку пучка, определяемая в зависимости от относительного продольного шага σ_2 и поперечного σ_1,

$$C_s = \left[1 + (2\sigma_1 - 3)\left(1 - \frac{\sigma_2}{2}\right)^3\right]^{-2}, \qquad (2\text{-}4)$$

где $\sigma_1 = \frac{S_1}{d}$ и $\sigma_2 = \frac{S_2}{d}$.

При $\sigma_2 > 2$, а также при $\sigma_1 \leqslant 1{,}5$ $C_s = 1$, здесь λ — коэффициент теплопроводности при средней температуре потока, Вт (м·К); ν — коэффициент кинематической вязкости при средней температуре потока, м^2/с; d — диаметр трубы, м; w — скорость теплоносителя, м/с. По формулам (2-2) — (2-4) построена расчетная номограмма на рис. 2-1.

Коэффициент теплоотдачи конвекцией в Вт/(м^2·К) при поперечном омывании шахматных пучков определяется по формуле:

$$\alpha_к = C_s C_z \frac{\lambda}{d} \left(\frac{wd}{\nu}\right)^{0.6} \mathrm{Pr}^{0.33}, \qquad (2\text{-}5)$$

где C_s - коэффициент, определяемый в зависимости от σ_1 и $\varphi = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_2' - 1}$, $\sigma_2' = \sqrt{\frac{1}{4}\sigma_1^2 + \sigma_2^2}$ — средний относительный диагональный шаг труб;

$$C_s = 0{,}34\,\varphi^{0.1} \text{ при } 0{,}1 < \varphi \leqslant 1{,}7;$$

$$C_s = 0{,}275\,\varphi^{0.5} \text{ при } 1{,}7 < \varphi \leqslant 4{,}5 \text{ для } \sigma_1 < 3 \text{ и} \qquad (2\text{-}6)$$

$$C_s = 0{,}34\,\varphi^{0.1} \text{ для } \sigma_1 \geqslant 3;$$

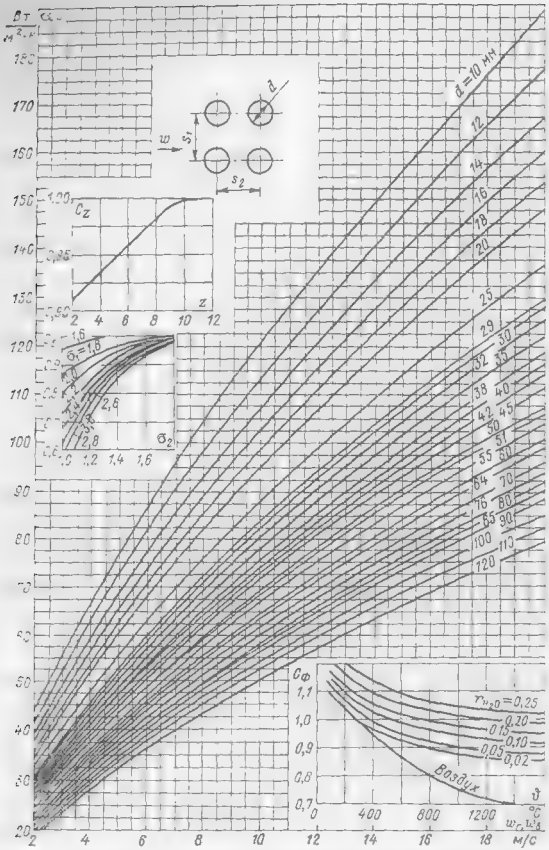


Рис. 2-1. Графики для определения теплоотдачи при поперечном омывании коридорных гладкотрубных пучков, $\alpha_к = C_z C_1 C_\Phi \alpha_н$

C_z — поправка на число рядов труб по ходу газов, определяемая по формулам:

$$C_z = 3{,}12\, z_2^{0{,}05} - 2{,}5 \text{ при } z_2 < 10 \text{ и } \sigma_1 < 3;$$
$$C_z = 4\, z_2^{0{,}02} - 3{,}2 \text{ при } z_2 < 10 \text{ и } \sigma_1 \geqslant 3; \qquad (2\text{-}7)$$
$$C_z = 1 \text{ при } z_2 \geqslant 10.$$

На рис. 2-2 представлена номограмма, построенная по формулам (2-5) — (2-7).

Коэффициент теплоотдачи при течении в трубе определяется по формуле:

$$\alpha_к = 0{,}023 \frac{\lambda}{d_э} \left(\frac{wd}{\nu}\right)^{0{,}8} \mathrm{Pr}^{0{,}4}\, C_t. \qquad (2\text{-}8)$$

Поправка на температурный фактор вводится только при нагревании газов:

$$C_t = \left(\frac{T}{T_{ст}}\right)^{0{,}5},$$

где T — температура газа, К; $T_{ст}$ — температура стенки, К; при охлаждении газов $C_t = 1$.

При компоновке воздухоподогревателя «в рассечку» каждая часть воздухоподогревателя рассчитывается отдельно.

Величина тепловосприятия определяется по формуле:

$$Q = \left(\beta''_{вп} + \frac{\Delta\alpha_{вп}}{2} + \beta_{рц}\right)\left(I''^{0}_{вп} - I'^{0}_{вп}\right), \qquad (2\text{-}9)$$

где $\beta''_{вп}$ — отношение количества воздуха за воздухоподогревателем к теоретически необходимому; $\beta_{рц}$ — доля рециркулирующего воздуха в воздухоподогревателе; $I'^{0}_{вп}$ и $I''^{0}_{вп}$ — энтальпии воздуха, теоретически необходимого для сгорания, при температурах соответственно на входе в воздухоподогреватель и на выходе из него, кДж/кг; $\Delta\alpha_{вп}$ — присос воздуха в воздухоподогреватель, принимаемый равным утечке с воздушной стороны.

Расчет ведется по действительному расходу воздуха с учетом присосов и утечек в последующем тракте.

В случае подогрева всего воздуха в воздухоподогревателе величина $\beta''_{вп}$ для одноступенчатого и второй ступени двухступенчатого воздухоподогревателя определяется из равенства:

$$\beta''_{вп} = \alpha_т - \Delta\alpha_т - \Delta\alpha_{пл}, \qquad (2\text{-}10)$$

где $\alpha_т$ — коэффициент избытка воздуха в топке; $\Delta\alpha_{пл}$ и $\Delta\alpha_т$ — присосы воздуха в топке и в системе пылеприготовления. Для первой ступени двухступенчатого воздухоподогревателя

$$\beta''_1 = \beta''_{вп} + \Delta\alpha_2,$$

где $\Delta\alpha_2$ — утечка воздуха из второй ступени воздухоподогревателя, принимаемая равной присосу по газовой стороне.

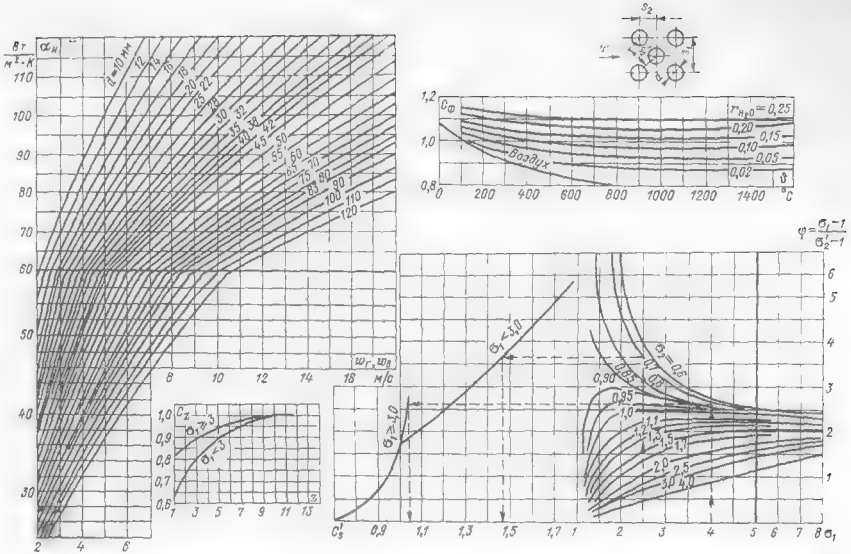


Рис 2-2. Графики для определения коэффициента теплоотдачи при поперечном омывании шахматных гладкотрубных пучков, $\alpha_к = C_z C_s C_\varphi \alpha_н$

При повышении температуры воздуха на входе в воздухоподогреватель за счет рециркуляции части горячего воздуха отношение количества рециркулирующего воздуха к теоретически необходимому определяется по приближенному уравнению:

$$\beta_{рц} \approx (\beta^{\circ}_{вп} + \Delta\alpha_{вп}) \frac{t'_{вп} - t^{\circ}_{х.в}}{t_{г.о} - t'_{вп}}, \qquad (2\text{-}11)$$

где $\Delta\alpha_{вп}$ — утечка воздуха из воздушных каналов, принимаемая равной присосу по газовой стороне; $t_{х.в}$, $t'_{вп}$, $t_{г.о}$ — температуры воздуха: холодного, на входе в воздухоподогреватель (после смешения холодного с рециркулирующим) и горячего, С. Средние температуры газов и воздуха определяются как полусуммы их температур на входе в воздухоподогреватель и на выходе из него. Среднюю скорость воздуха определяем по среднему расходу воздуха при средней температуре.

Коэффициент теплоотдачи излучением продуктов сгорания определяется только для вторых ступеней воздухоподогревателя по данным [54]. Поверхность нагрева трубчатых воздухоподогревателей определяется по среднему диаметру труб. Температурный напор для противоточной и прямоточной схем определяется как среднелогарифмическая разность температур по формуле:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_б - \Delta t_м}{2{,}3 \lg \frac{\Delta t_б}{\Delta t_м}}, \qquad (2\text{-}12)$$

где $\Delta t_б$ — бо́льшая разность температур; $\Delta t_м$ — меньшая разность температур.

В тех случаях, когда $\Delta t_б/\Delta t_м < 1{,}7$, температурный напор можно определить в виде среднеарифметической разности:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_б + \Delta t_м}{2}. \qquad (2\text{-}13)$$

Наибольший температурный напор достигается при противотоке, наименьший — при прямотоке. Все прочие схемы приводят к промежуточным значениям температурного напора, в этих случаях температурный напор определяется по формуле

$$\Delta t = \psi \Delta t_{прт}, \qquad (2\text{-}14)$$

где коэффициент ψ определяется в зависимости от схемы потоков по номограммам (рис. 2-3). Здесь приняты следующие обозначения: ϑ' и t' — начальные температуры греющей и обогреваемой сред, °С; $\tau_б$ — полный перепад температур той среды, где перепад больше; $\tau_м$ — полный перепад температур другой среды; τ_1 и τ_2 — полные перепады температур; для схем *I* и *II* (рис. 2-3, *а*) $\tau_1 = \vartheta' - \vartheta''$; $\tau_2 = t'' - t'$; для схемы *III* $\tau_1 = t'' - t'$; $\tau_2 = \vartheta' - \vartheta''$; *P*, *R* — безразмерные параметры; $A = H_{прт}/H$, где H и $H_{прт}$ — полная поверхность нагрева и поверхность прямоточного участка, м².

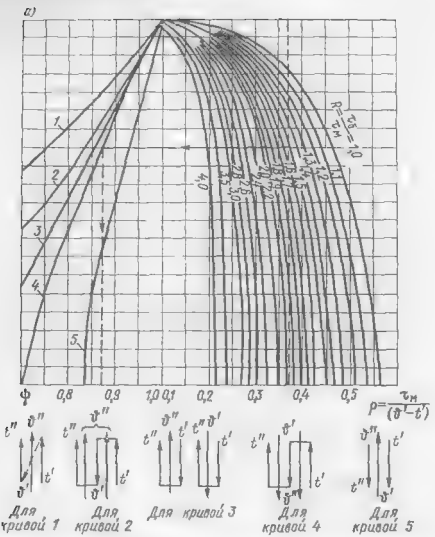


Рис. 2-3. Графики для определения температурного напора $\Delta t = \psi \Delta t_{прт}$, °С:

а — при параллельно-смешанном токе

1 — оба хода многоходовой среды прямоточные; *2* — три хода многоходовой среды: два прямоточных и противоточный; *3* — два хода многоходовой среды: противоточный и прямоточный; *4* — три хода многоходовой среды: два противоточных и прямоточный; *5* — оба хода многоходовой среды противоточные

б — при перекрестном токе

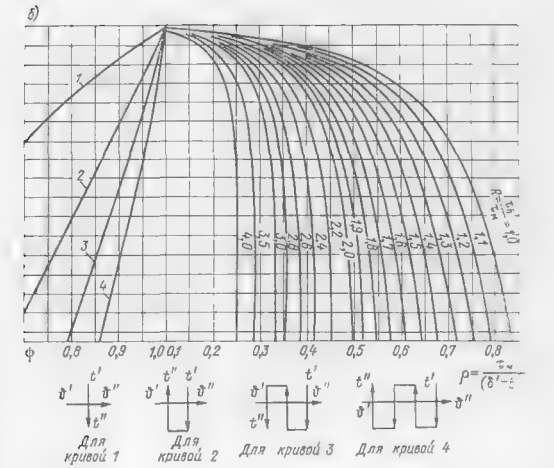
1 — однократный перекрест; *2* — двухкратный перекрест; *3* — трехкратный перекрест; *4* — четырехкратный перекрест

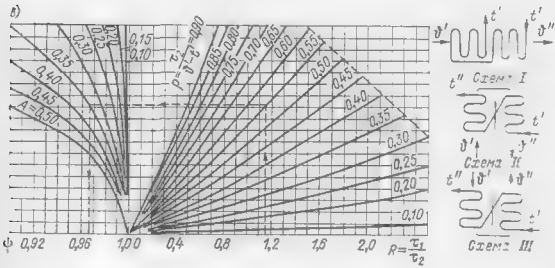
в — при последовательно-смешанном токе

А — отношение поверхности нагрева участка с прямотоком к полной поверхности

При наличии перепускных коробов имеет место скоростная неравномерность на входе в трубные пучки. Указанная неравномерность приводит к повышению степени турбулентности, которая увеличивает теплообмен в первых рядах труб. Это повышение может быть определено по формуле

$$\frac{\alpha}{\alpha_\infty} = (0{,}84K + 3{,}086)\, e^{0{,}0608 - 0{,}27\,K} - 2{,}548 + 1{,}204\,K,$$





где $K=\frac{\sqrt{(u')^2}}{u}$ степень турбулентности, z число рядов. Здесь α определяет средний суммарный теплосъем по пучку. Обычно после коробов $K=0,1\div0,2$.

Указанная формула получена на основании опытов ЦКТИ (В. К. Мигай, П. Г. Быстров, А. П. Упоров, Н. В. Житомерская)

Трубчатые воздухоподогреватели с вертикальными трубками рекомендуется выполнять из труб наружным диаметром 40—33 мм и с толщиной стенки 1,5 мм.

При сжигании малозольных топлив допускается применение труб с наружным диаметром 29 мм. Скорости газов и воздуха выбираются из условия обеспечения минимума расчетных затрат. Для котлов с уравновешенной тягой при стоимости 1 т условного топлива 10—12 руб. рекомендуются следующие скорости газов и воздуха: $w_г = 11 \div 2$ м/с, $w_в = 4{,}5 \div 6$ м/с при относительном поперечном шаге $\sigma_1 = 1{,}5 \div 1{,}2$ (меньшая скорость при большем значении σ_1). При предельных значениях расчетной стоимости 1 т условного топлива 4 и 20 руб. экономические скорости газов и воздуха соответственно повышаются или снижаются на 10%. При работе котла с наддувом экономические скорости газов увеличиваются на 10%.

Поверхность нагрева сменяемой части нижней ступени выбирается из условия обеспечения отсутствия коррозии в несменяемой части нижней ступени. Минимальная температура стенки несменяемой части при номинальной нагрузке котлоагрегата проверяется по формуле

$$t_{ст}^{мин} = \frac{0{,}8\alpha_г \vartheta_г^{*} + \alpha_в t_в'}{0{,}95\alpha_г + \alpha_в}, \qquad (2\text{-}15)$$

где $\alpha_г$ и $\alpha_в$ — коэффициенты теплоотдачи с газовой и воздушной сторон; $\vartheta_г^{*}$ — средняя температура газов на выходе из несменяемой части нижней ступени, $t_в'$ — средняя температура воздуха на входе в несменяемую часть нижней ступени.

Полученная расчетная величина $t_{ст}^{мин}$ при сжигании твердых топлив должна быть на 10—15° С выше температуры точки росы дымовых газов.

При сжигании мазута температура стенки $t_{ст}^{мин}$ принимается на 15—20° С выше температуры воздуха на входе в несменяемую часть воздухоподогревателя.

При растопке котельного агрегата на мазуте необходимо обеспечить отсутствие конденсации влаги на холодных поверхностях. В связи с этим воздух должен быть нагрет в калориферах до температуры, не меньшей 90° С, или, если калорифер отсутствует, рекомендуется установка байпаса на воздушной линии с целью перепуска части воздуха мимо воздухоподогревателя.

Коэффициенты сопротивления гладкотрубного шахматного пучка определяются из выражения [3]:

$$\xi = \xi_0 (z_2 + 1), \qquad (2\text{-}16)$$

где z_2 — число рядов труб на глубине пучка; ξ_0 — коэффициент сопротивления для одного ряда пучка, зависящий от $\sigma_1 = \frac{s_1}{d}$,

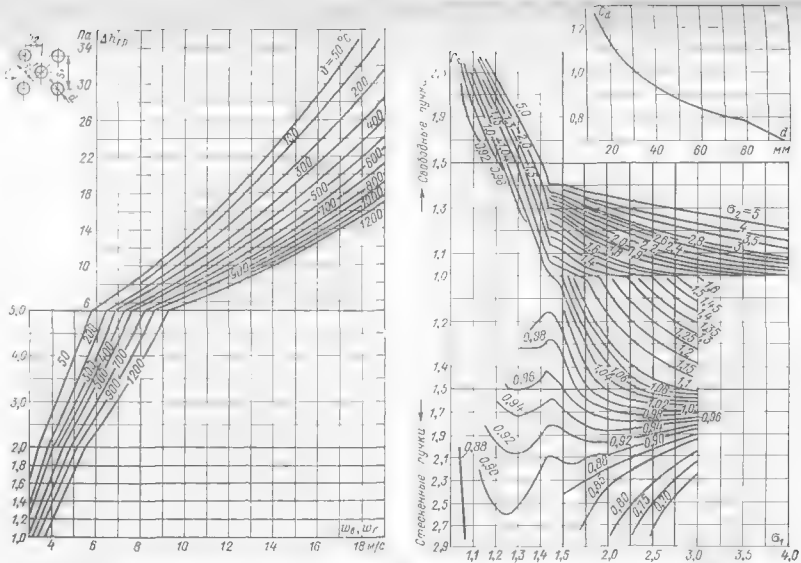


Рис. 2-1. Графики для определения сопротивления шахматных пучков при поперечном омывании

При $0{,}1 < \varphi < 1{,}7$, а также при $\sigma_1 < 3$ и $1{,}7 < \varphi < 6{,}5$ $\Delta h = C_s C_d \Delta h_{гр} (z_2 + 1)$ [Па] ($\Delta h_{гр}$ — величина, взятая по графику). Формула пересчета $\Delta h_2 = \Delta h_1 \left(\frac{w}{w_1}\right)^{1{,}73}$ [Па]

$\varphi = \frac{s_1 - d}{s_2' - d}$ и Re. Здесь s_1 и s_2 — шаги труб по ширине и глубине пучка, $s_2' = \sqrt{\frac{1}{4} s_1^2 + s_2^2}$ — диагональный шаг труб.

Для всех шахматных пучков, кроме пучков с $3 < \sigma_1 \leqslant 10$, при $\varphi \geqslant 1{,}7$

$$\xi = C_s \mathrm{Re}^{-0{,}27}, \tag{2-17}$$

где C_s — коэффициент формы шахматного пучка.

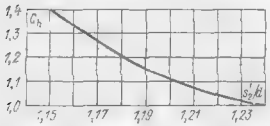


Рис. 2-5. Поправочный коэффициент к сопротивлению тесных шахматных пучков

При $0{,}1 \leqslant \varphi \leqslant 1{,}7$ для пучков с $\sigma_1 \geqslant 1{,}44$

$$C_s = 3{,}2 - 0{,}66\,(1{,}7 - \varphi)^{1{,}5}; \tag{2-18}$$

для пучков $\sigma_1 < 1{,}44$

$$C_s = 3{,}2 + 0{,}66\,(1{,}7 - \varphi)^{1{,}5} + \frac{1{,}44 - \sigma_1}{0{,}11} \times [0{,}8 - 0{,}2\,(1{,}7 - \varphi)^{1{,}5}]. \tag{2-19}$$

При $1{,}7 \leqslant \varphi \leqslant 6{,}5$ (стесненные пучки, у которых диагональное сечение равно поперечному или меньше его)

для пучков с $1{,}44 \leqslant \sigma_1 \leqslant 3{,}0$ $C_s = 0{,}44\,(\varphi + 1)^2$; для пучков с $\sigma_1 < 1{,}44$

$$C_s = [0{,}44 + (1{,}44 - \sigma_1)] \times (\varphi + 1)^2. \tag{2-20}$$

При $\varphi \geqslant 1{,}7$ и $3 < \sigma_1 \leqslant 10$ $\xi = 1{,}83\,\sigma_{1-1{,}45}$.

По формулам построены номограммы (рис. 2-4).

Для пучков с малыми диагональными шагами $(s_2'/d \leqslant 1{,}23)$ существенное значение имеют отклонения величины шага труб от среднего, определяемые допусками на изготовление. На рис. 2-5 приведена зависимость поправочного коэффициента $C_h = \frac{\Delta h_c}{\Delta h_н}$, где Δh_c, $\Delta h_н$ — соответственно перепады давления для стесненных и нормальных пучков, от параметра s_2/d; эта зависимость соответствует технологическому разбросу шагов. При сверхтесных пучках $(s_2'/d < 1{,}15)$ указанный поправочный коэффициент значительно возрастает (ориентировочно до значения 2).

Коэффициент сопротивления гладкотрубного коридорного пучка определяется из выражения [3]:

$$\xi = \xi_0 z_2, \tag{2-21}$$

где z_2 — количество рядов труб по глубине пучка; ξ_0 — коэффициент сопротивления для одного ряда пучка.

Величина ξ_0 определяется по следующим формулам:
при $\sigma_1 \leqslant \sigma_2$ $(0{,}06 \leqslant \psi \leqslant 1)$

$$\xi_0 = 2\,(\sigma_1 - 1)^{-0{,}5}\,\mathrm{Re}^{-0{,}2}; \tag{2-22}$$

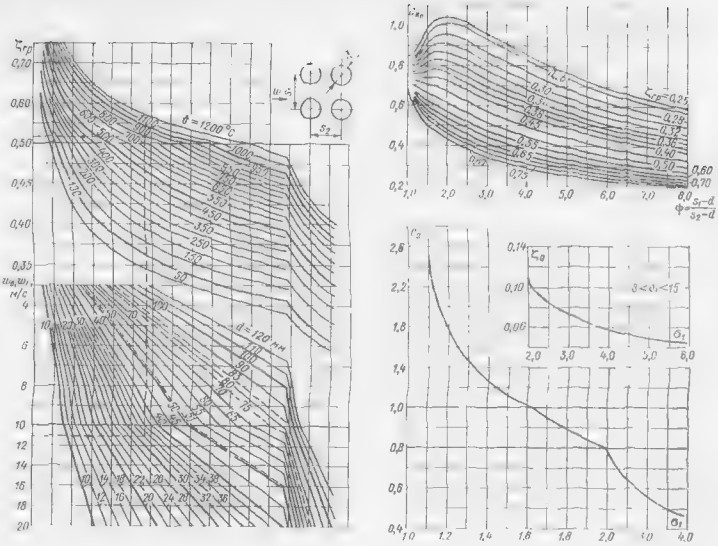


Рис. 2-6. Графики для определения сопротивления коридорных гладкотрубных пучков при поперечном омывании

При $\sigma_1 < \sigma_2$, $\zeta = C_s \zeta_{гр} z_2$ формула пересчета $\zeta_2 = \zeta_1 \left(\frac{W_2}{W_1}\right)^{-0,205}$; при $\sigma_1 > \sigma_2$ и $1 < \psi < 8$ $\zeta = C_s C_{Re} \zeta_{гр} z_2$ формула пересчета $\zeta_2 = \zeta_1 \left(\frac{W_2}{W_1}\right)^{\frac{0,2}{\psi^1}}$ при $\frac{s_1}{d} > \frac{s_2}{d}$ и $8 < \psi < 15$

$\zeta = \zeta_0 z_2$

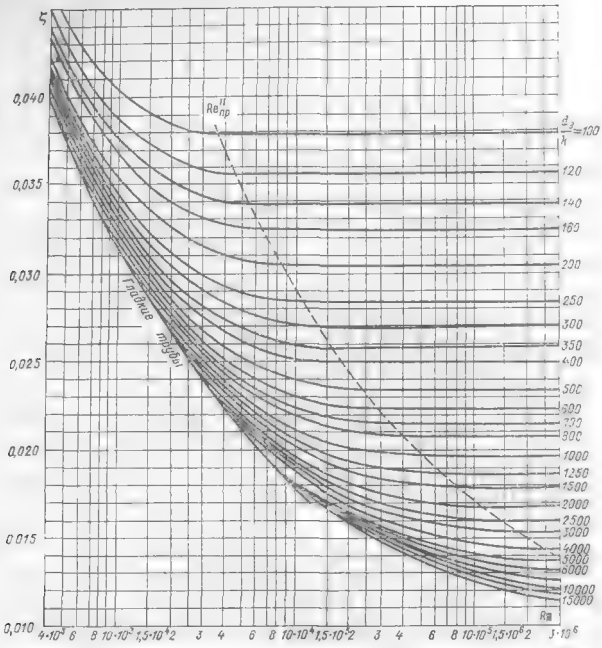


Рис. 2-7. Сопротивление трения в трубах

$Re''_{пр}$ — предельные значения числа Re

при $\sigma_1 > \sigma_2$ $(1 < \psi \leqslant 8)$

$$\xi_0 = 0{,}38\,(\sigma_1 - 1)^{-0{,}5}\,(\psi - 0{,}94)^{-0{,}59}\,Re^{-\frac{0{,}2}{\psi^2}}, \qquad (2\text{-}23)$$

при $8 < \psi \leqslant 15$

$$\xi_0 = 0{,}118\,(\sigma_1 - 1)^{-0{,}5}.$$

По формулам построен график (рис. 2-6), по которому определяется коэффициент одного ряда труб коридорного пучка. При $\sigma_1 \leqslant \sigma_2$ величина $\xi_{гр}$, определяемая по основному полю графика,

умножается на один поправочный коэффициент C_s. При $\sigma_1 > \sigma_2$ и $1 < \psi \leq 8$ величина $\xi_{гр}$ умножается на два поправочных коэффициента C_s и C_{Re}, определяемых по второму вспомогательному полю графика. При $8 < \psi < 15$ величина ξ_0 определяется непосредственно по вспомогательному графику без основного графика и поправочных коэффициентов.

Гидравлическое сопротивление по газовой стороне воздухоподогревателя складывается из сопротивления трения (в трубах) и сопротивления входа в них и выхода из них. Здесь имеется в виду обычная схема воздухоподогревателя, когда газ проходит в трубках, а воздух поперечно омывает пучки.

Сопротивление трения определяется по графику (рис. 2-7), где k — абсолютная шероховатость, а сопротивление входа и выхода подсчитывается по формуле:

$$\Delta h_{вх+вых} = m(\xi_{вх} + \xi_{вых}) \frac{w^2}{2g} \gamma, \qquad (2\text{-}24)$$

где $\xi_{вх}$ и $\xi_{вых}$ определяются по графику (рис. 2-8) в зависимости от отношения суммарной площади живого сечения труб к площади живого сечения газохода до и после воздухоподогревателя. Здесь m — количество последовательно расположенных отдельных кубов.

Поправочный коэффициент K к суммарному сопротивлению воздухоподогревателя принимается равным 1,1.

Сопротивление по воздушной стороне воздухоподогревателя обычного типа складывается из сопротивления пучков и сопротивления поворотов в перепускных коробах. Сопротивление поворотов в перепускных коробах определяется по обычной формуле для местных сопротивлений с коэффициентом $\xi = 3$ при повороте на 180°. При повороте на 90° $\xi = 0{,}9$. Сопротивление поворота на 180° в составном коробе при расстоянии между входными и выходными сечениями поворота $l/b = 1{,}0$ определяется как сопротивление двух последовательных поворотов на 90° ($\xi_{90°} = 0{,}9$) с поправкой, определяемой по графику (рис. 2-9). Расчетное сечение поворота на 180° для определения скорости находится как среднее из трех сечений (на входе, в середине поворота и на выходе). Поворот на 90° рассчитывается по средней из двух скоростей. Сечения входа и выхода принимаются по полной величине их без учета загромождения трубками, т. е. прямо по размерам короба; сопротивление одного поворота умножается на их количество. Поправочный коэффициент K к суммарному сопротивлению по воздушной стороне принимается при одном и двух ходах по воздуху равным 1,02, при числе ходов больше двух — 1,15.

Воздушная сторона со смешанным омыванием рассчитывается в предположении движения воздуха по средней линии пучка труб. При этом суммарное сопротивление состоит из следующих элементов: а) сопротивления поперечно омываемых труб при входе в пучок (количество рядов труб принимается равным половине всего

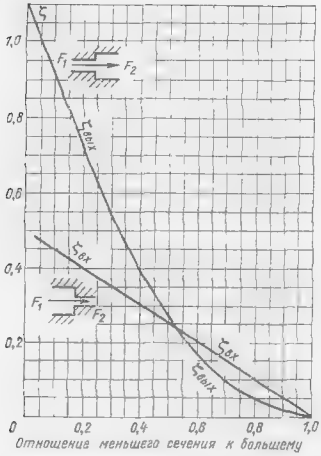


Рис. 2-8. Коэффициенты сопротивления при внезапном изменении сечения

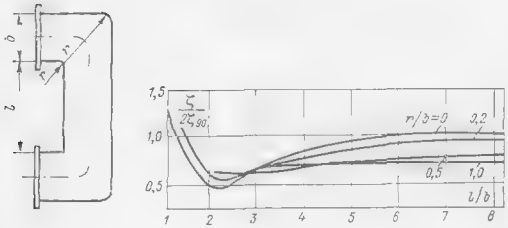


Рис. 2-9 Поправка для определения составного поворота

количества труб в пучке); б) сопротивления поворота в пучке труб $\xi = 1{,}0$ при повороте на 90° и $\xi = 0{,}5$ при повороте на 45°; в) сопротивления трения при продольном омывании пучка труб; г) сопротивления второго поворота (рассчитывается аналогично «б»); д) сопротивления поперечно омываемых труб на выходе рассчитывается аналогично «а», поправочный коэффициент $K = 1{,}1$.

2-2. ИНТЕНСИФИКАЦИЯ ТЕПЛООБМЕНА В ТРУБЧАТЫХ ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЯХ

В настоящее время котельные заводы выпускают трубчатые воздухоподогреватели многоточного типа. Основным элементом их являются кубы с перепускными коробами. Как правило, газ проходит внутри труб, а воздух поперечно омывает трубные пучки. Обычно коэффициент теплоотдачи со стороны газа меньше, чем со стороны воздуха.

Интенсификация теплообмена внутри труб в данном случае усложняется наличием загрязненных газов. Необходимо применять устройства, допускающие самообдувку. В ЦКТИ были разработаны устройства, отвечающие таким требованиям. Были разработаны пластинчатые спиральные закручиватели, ширина которых в несколько раз меньше, чем диаметр трубы (рис. 2-10).

При применении указанных закручивателей используется благоприятный с точки зрения интенсификации совместный эффект крутки и срыва потока. Такие закручиватели воздействуют на поток вблизи стенки, повышая, как показывают измерения, уровень турбулентности в этой области.

В ЦКТИ было разработано простое приспособление (приставка) к токарному станку, обеспечивающее изготовление таких спиралей. Чертежи этого приспособления представлены на рис. 2-11.

Результаты проведенного В. К. Мигаем экспериментального исследования теплообмена в трубах ($Pr \approx 0{,}72$) с такими завихрителями аппроксимируются зависимостью:

$$\frac{Nu}{0{,}03\,Re^{0{,}755}} = 2{,}2 + 2{,}33\frac{2h}{D} - \frac{1{,}2 + 2{,}33\frac{2h}{D}}{7{,}6 + 5\frac{2h}{D}}\,\frac{H}{D} \qquad (2\text{-}25)$$

при $0{,}4 > \frac{2h}{D} > 0{,}25$;

$$7 > \frac{H}{D} > 1; \quad 5\cdot10^4 > Re > 6\cdot10^3,$$

где H — шаг спирали; h — ширина ленты; D — внутренний диаметр трубы.

Оптимальными параметрами в данных условиях являются

$$\frac{H}{D} = 4 \div 5 \text{ и } \frac{2h}{D} = 0{,}4.$$

Результаты опытов по теплообмену и гидравлическому сопротивлению показаны на рис. 2-12, 2-13. При равной с гладкой трубой мощности, потребной на преодоление сопротивления, повышение теплосъема составляет около 40%.

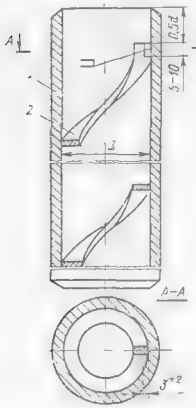


Рис. 2-10. Пластинчатые закручиватели

1 — труба, *2* — спираль

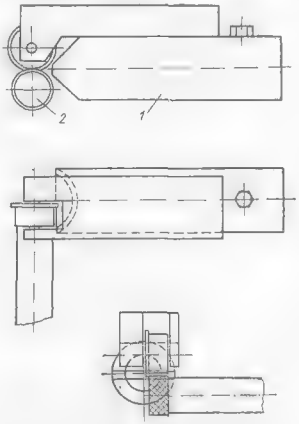


Рис. 2-11. Приспособление для изготовления спиралей

1 — приспособление в сборе; *2* — ведущий ролик

Указанные спирали были установлены в трубах воздухоподогревателя на ТЭЦ ЦКТИ (котел № 6). Котел проработал около года на мазуте. Измеренный коэффициент использования оказался равным 0,8, что совпадает со значением этого коэффициента для гладкотрубного варианта. Таким образом, влияние загрязнений на теплообмен в трубах со спиралями соответствует этому влиянию в трубах без спиралей. Указанный опыт применения интенсифицирующих спиралей обеспечивает определенную уверенность при использовании таких спиралей.

Эффективность применения интенсифицирующих спиралей рассмотрена на примере воздухоподогревателя котла БКЗ-420-140-560. Ниже приводятся результаты вариантных расчетов, проведенных А. П. Уперовым для такого воздухоподогревателя.

Были рассмотрены следующие варианты: 1) из гладких труб 40 × 1,5; 2) из гладких труб 40 × 1,5 снаружи и спиральных турбулизаторов внутри; 3) из гладких труб 51 × 1,5 снаружи и турбулизаторов внутри; 4) из труб 40 × 1,5 с турбулизаторами внутри и поперечных ребер снаружи; 5) из труб 51 × × 1,5 с турбулизаторами внутри.

Расчет проведен для 2-й ступени (1/6 часть — одна ячейка, состоящая из двух кубов) при равных для всех вариантов теплосъеме, расходах воздуха и газа, гидравлических сопротивлениях по газу и воздуху и температурах на входе и выходе. Результаты расчетов сведены в табл. 2-1. Как видно из таблицы, применение внутренних турбулизаторов уменьшает на 25% скорость газов (что выгодно с точки зрения абразивного износа), уменьшает длину труб и увеличивает входную площадь теплообменника. Применение при этом поперечных ребер в два раза сокращает длину труб. Таким образом, применение различных интенсификаторов теплообмена резко сокращает длину труб и уменьшает скорость газа, что с учетом, в частности, абразивных свойств некоторых углей является благоприятным обстоятельством. Без применения поперечного оребрения длина труб сокращается на 25%.

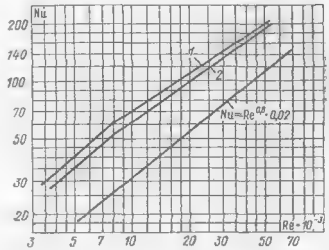


Рис. 2-12. Теплообмен в трубах со спиральными вставками

$1 — H/d = 3,5$; $2 — H/d = 4,3$; $h/d = 0,2$

Рис. 2-13. Гидравлическое сопротивление в трубах со спиральными вставками

$1 — H/d = 3,5$; $2 — H/d = 4,3$; $h/d = 0,2$

В связи с получением эффекта от применения указанных турбулизаторов целесообразно наладить промышленное применение труб с внутренним спиральным оребрением.

С целью повышения компактности воздухоподогревателей на ЗИО разработаны гладкотрубные конструкции с использованием тесных пучков (см. § 1-2).

Таблица 2-1

...ических, аэродинамических и тепловых характеристик трубчатого воздухоподогревателя

Параметры воздухоподогревателя при трубах									
40×1,5		40×1,5		51×1,5		40×1,5		51×1,5	
Шаги $s_1 \times s_2$									
60×42		60×42		76,5×53,5		65×55		83×70	
Гладкая внутренняя поверхность		Турбулизатор ЦКТИ $s = 3,5\ d$, $h = 8$ мм		Турбулизатор ЦКТИ $s = 3,5\ d$, $h = 10$ мм		Турбулизатор ЦКТИ $s = 3,5\ d$, $h = 8$ мм		Турбулизатор ЦКТИ $s = 3,5\ d$, $h = 10$ мм	
Гладкая наружная поверхность		Гладкая наружная поверхность		Гладкая наружная поверхность		Поперечные ребра $h_{рб} = 7,8$ мм		$s_{ср} = 7,92$ $\delta_р = 0,8$ мм	
Абсолютная величина	Относительная величина	Абсолютная величина	Относительная величина	Абсолютная величина	Относительная величина	Абсолютная величина	Относительная величина	Абсолютная величина	Относительная величина
3,4	1	1,95	0,575	2,7	0,795	1,45	0,426	2,15	0,632
76	1	121	1,59	71	0,935	155	2,04	84	1,11
49	1	41	0,84	43	0,880	28	0,57	32	0,65
3 720	1	4 950	1,33	3 050	0,82	4 320	1,16	2 690	0,725
1 520	1	1 165	0,767	1 280	0,84	760	0,50	900	0,592
4,56	1	7,25	1,59	5,43	1,16	10,2	2,24	6,95	1,52
2,06	1	1,72	0,84	2,3	1,12	1,54	0,745	2,22	1,08
9,4	1	12,5	1,33	12,5	1,33	15,2	1,62	1,67	
32	1	24,4	0,765	33,8	1,06	22,4	0,70	33,5	1,05
12 650	1	9 650	0,765	8 240	0,655	6270	0,496	5770	0,457
12,4	1	9,4	0,755	9,05	0,73	10,8	0,87	10,3	0,83
5,4	1	5,9	1,09	5,67	1,05	5,25	0,975	5	0,92

Продолжение таб. 2-1

Параметры воздухоподогревателя при трубах									
[illegible]		[illegible]		[illegible]		[illegible]		[illegible]	
Шаги $s_1 \times s_2$									
60×42		60×42		76,5×53,5		65×55		83×70	
Гладкая внутренняя поверхность		Турбулизатор ЦКТИ $s = 3,5\ d$, $h = 8$ мм		Турбулизатор ЦКТИ $s = 3,5\ d$; $h = 10$ мм		Турбулизатор ЦКТИ $s = 3,5\ d$; $h = 8$ мм		Турбулизатор ЦКТИ $s = 3,5\ d$; $h = 10$ мм	
Гладкая наружная поверхность		Гладкая наружная поверхность		Гладкая наружная поверхность		Поперечные ребра $h_{рб} = 7,8$ мм		$s_{ср} = 7,92$ $\delta_р = 0,8$ мм	
Абсолютная величина	Относительная величина	Абсолютная величина	Относительная величина	Абсолютная величина	Относительная величина	Абсолютная величина	Относительная величина	Абсолютная величина	Относительная величина
38,6	1	61,9	1,6	57	1,47	64,8	1,81	63,3	1,64
54,4	1	57	1,05	51,1	0,94	37,8	2,34	31	1,85
17,0	1	22,4	1,31	20,2	1,18	33,7	1,98	29,3	1,73
146	1	109	0,755	141	0,96	140	1,96	143	0,98
151	1	150	0,99	136	0,90	146	0,97	147	0,98

...ницы измерения относятся к графам «абсолютная величина»

Сравнение геомет

Наименование величины
Длина трубы l, м
Поперечное число рядов, z_1
Продольное число рядов, z_2
Количество труб N
Поверхность по среднему диаметру H, м²
Длина ячейки L_1, м
Ширина ячейки L_2, м
Площадь ячейки в плане $F_п$, м²
Объем V, м³
Общая длина труб $l_{общ}$, м
Скорость газов $w_г$, м/с
Скорость воздуха $w_в$, м/с

Наименование величины
Коэффициент теплоотдачи газов $\alpha_г$, Вт/(м²·К)
Коэффициент теплоотдачи воздуха $\alpha_в$, Вт/(м²·К)
Коэффициент теплопередачи k, Вт/(м²·К)
Сопротивление по газу $\Delta P_г$, Па
Сопротивление по воздуху $\Delta P_в$, Па

Примечание Един

Представляется нелесообразным изменить конструктивную схему воздухоподогревателя, а именно, вместо поперечнообтекаемых пучков использовать продольнообтекаемые. В этом случае отпадает необходимость использования поворотных коробов, вно-

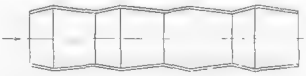


Рис. 2-14. Трубы типа конфузор—диффузор

сящих дополнительное сопротивление, и число трубных досок сокращается, что снижает затраты на изготовление. Однако применение гладкотрубных пучков в противоточном варианте воздухо-

Таблица 2-2

Сравнение воздухоподогревателей из волнистых (индекс «инт») и обычных («гл») труб

Величина	Значение
Число труб $h_{инт}/h_{гл}$, шт./шт.	$\frac{22\,800}{56\,250} = 0{,}405$
Общая длина труб $l_{инт}/l_{гл}$, м/м	$\frac{137\,000}{179\,600} = 0{,}765$
Общая поверхность нагрева $F_{инт}/F_{гл}$, м²/м²	$\frac{16\,500}{21\,770} = 0{,}76$
Потери напора по воздуху $\Delta h_{инт}/\Delta h_{гл}$, Па/Па	$\frac{55{,}4}{57{,}2} = 0{,}97$
» » » газу $\Delta h_{инт}/\Delta h_{гл}$, Па/Па	$\frac{45{,}6}{52{,}5} = 0{,}87$
Уменьшение высоты кубов $H_{инт}/H_{гл}$	$\frac{6}{9{,}5} = 0{,}63$
» » ТВП $H'_{инт}/H'_{гл}$	$\frac{6}{11{,}1} = 0{,}54$
Длина ТВП (по z_1), м	$\frac{76 \cdot 0{,}054}{76 \cdot 0{,}060} = 0{,}91$
Ширина ТВП (по z_2), м	$\frac{50 \cdot 0{,}042}{41 \cdot 0{,}042} = 1{,}22$
План s_2/s_2	$0{,}91 \cdot 1{,}22 = 1{,}11$
Объем V_2/V_2	$1{,}11 \cdot 0{,}54 = 0{,}6$

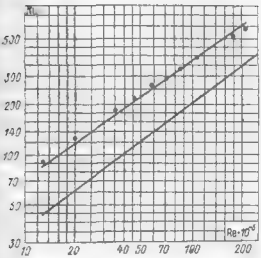


Рис. 2-15. Теплообмен в трубах типа конфузор диффузор

1 — гладкая труба, *2* — волнистая труба

1 — нижняя, *2* — верхняя кривая

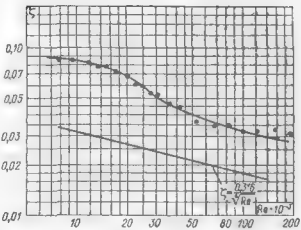
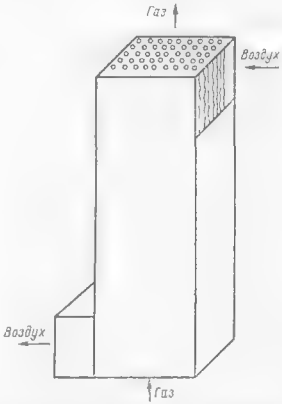


Рис. 2-16. Гидравлическое сопротивление в трубах типа конфузор—диффузор

1 — гладкая труба, *2* — волнистая труба

1 — нижняя, *2* — верхняя кривая

Рис. 2-17. Общая схема воздухоподогревателя с трубами типа конфузор—диффузор



подогревателя с продольным обтеканием труб как по газу, так и по воздуху (газ внутри труб, воздух в межтрубном пространстве) обеспечивает относительно низкий теплообмен, и в этом случае необходимо применять интенсифицированные пучки. Представляет интерес применить в данном случае трубы типа конфузор—диффузор (рис. 2-14), разработанные В. К. Мигаем и др. В этом случае происходит интенсификация теплообмена как по воздушной стороне, так и по газовой. Опытные данные по теплообмену и гидравлическому сопротивлению одного из вариантов труб показаны на рис. 2-15, 2-16.

Для 1-й ступени воздухоподогревателя БКЗ-420-140-1 А. П. Уповым был произведен расчет при равных с гладкотрубным вариан-

том теплосъемах, расходах воздуха и газа, гидравлическим сопротивлениях по газу и воздуху и температурах.

При этом выбраны трубы $40 \times 1{,}5$, *шаги труб* $s_1 s_2 = 54 \cdot 42$. Схема такого воздухоподогревателя показана на рис. 2-17. Результаты сравнения с эквивалентным гладкотрубным вариантом приведены в табл. 2-2.

При расчетах тепловых и гидравлических характеристик в межтрубных каналах применялись формулы, полученные для труб с использованием в качестве характерного размера эквивалентного диаметра.

Сравнение показывает, что применение труб типа конфузор—диффузор обеспечивает общую экономию труб более чем в два раза, уменьшение числа трубных досок и другие преимущества.

2-3. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ РЕБРИСТЫХ ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ

Для ребристых и ребристо-зубчатых воздухоподогревателей приведенный коэффициент теплоотдачи от газов к стенке (отнесен к несущей поверхности трубы) определяется по номограммам на рис. 2-18, от стенки к воздуху — по номограмме на рис. 2-19. Для чугунных пластинчатых воздухоподогревателей типа Коблиц коэффициент теплоотдачи от газов к стенке и от стенки к воздуху определяется по номограмме на рис. 2-20. Коэффициент теплопередачи [в Вт/(м²·К)] определяется по формуле:

$$k = \xi \frac{\alpha_{1пр}\,\alpha_{2пр}}{1{,}7\alpha_{1пр} + \alpha_{2пр}}.$$

В некоторых случаях применяются трубные пучки с поперечными ленточными и шайбовыми ребрами. Коэффициент теплоотдачи конвекцией при поперечном омывании таких пучков труб определяется по номограммам на рис. 2-21, рис. 2-22, построенным по следующим формулам [54]. Для коридорного пучка труб с круглыми ребрами коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_к = 0{,}105 C_z C_s \frac{\lambda}{s_{рб}} \left(\frac{d}{s_{рб}}\right)^{-0{,}54} \left(\frac{h}{s_{рб}}\right)^{-0{,}14} \times \left(\frac{w s_{рб}}{\nu}\right)^{0{,}72}, \qquad (2\text{-}26)$$

где C_z — поправочный коэффициент, учитывающий влияние числа поперечных рядов в пучке, при $z<4$ определяется по графику на рис. 2-21, при $z \geq 4$ принимают $C_z = 1$; C_s — поправочный коэффициент, учитывающий геометрическое расположение труб в пучке, при $\sigma_1<2$ определяем по графику на рис. 2-21, при $\sigma_2>2{,}0$ $C_s = 1$. Здесь $\sigma_2 = s_2/d$ — относительный продольный шаг труб.

Коэффициент теплоотдачи для шахматного пучка труб с круглыми ребрами [54]

$$\alpha_к = 0{,}23 C_z \varphi_\sigma^{0,2} \frac{\lambda}{s_{рб}} \left(\frac{d}{s_{рб}}\right)^{-0,51} \left(\frac{h_{рб}}{s_{рб}}\right)^{-0,14} \left(\frac{w s_{рб}}{\nu}\right)^{0,65}. \qquad (2\text{-}27)$$

Коэффициент C_z определяется по графику на рис. 2-22, здесь $\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_2 - 1}$ — параметр, учитывающий геометрическое расположение труб в пучке; σ_2 — средний относительный диагональный шаг труб.

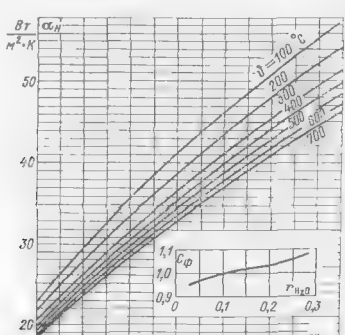


Рис. 2-18. Графики для определения коэффициента теплоотдачи от газов к стенке для чугунных ребристых и ребристо-зубчатого воздухоподогревателей, $\alpha_{1пр} = C_\varphi \alpha_н$

Для труб с квадратными ребрами коэффициент теплоотдачи равен $0{,}92\,\alpha_к$, где $\alpha_к$ — коэффициент теплоотдачи для круглых ребер с диаметром, равным стороне квадратного ребра.

Для ребристых воздухоподогревателей рекомендуется соотношение скоростей воздуха и газа $W_в/W_г = 1{,}0$, для ребристо-зубчатых типов $W_в/W_г = 0{,}7$.

Коэффициент эффективности ребра $\varepsilon = f\left(h\sqrt{\frac{2\alpha}{\lambda\delta}}\right)$ определяется по графику на рис. 2-23.

Коэффициент сопротивления пучков с шахматным расположением ребристых труб определяется из выражения [34]:

$$\xi = \xi_0 z_2, \qquad (2\text{-}28)$$

где z_2 — число рядов труб по глубине пучка, ξ_0 — коэффициент сопротивления одного ряда пучка,

$$\xi_0 = C_s \mathrm{Re}^{-0,25} C_z, \qquad (2\text{-}29)$$

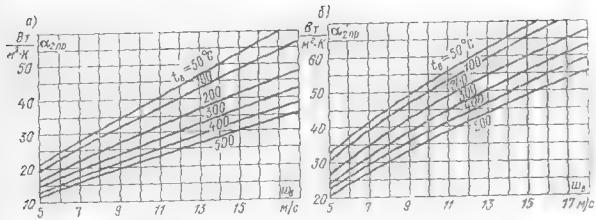
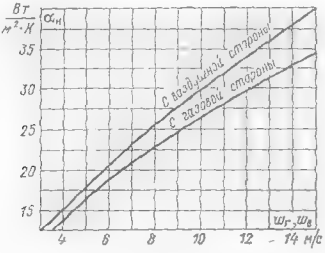


Рис. 2-19. Коэффициент теплоотдачи с воздушной стороны чугунных воздухоподогревателей: *а* — ребристых; *б* — ребристо-зубчатых



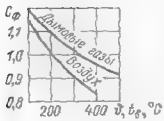


Рис. 2-20. Графики для определения коэффициента теплоотдачи чугунных пластинчатых воздухоподогревателей, $\alpha_{пр} = C_ф \alpha_н$

где $C_s = 5{,}4 \left(\frac{l}{d_э}\right)^{0.3}$, C_z – поправка на число рядов для малорядных пучков, при $z_2 \leq 5$ C_z определяется по графику, при $z_2 > 6$ $C_z = 1$.

Здесь $Re_э$ — число Re, рассчитанное по условному определяющему размеру l:

$$l = \frac{H_{гл}}{H} d + \frac{H_р}{H} \sqrt{\frac{H'_р}{n}}, \qquad (2\text{-}30)$$

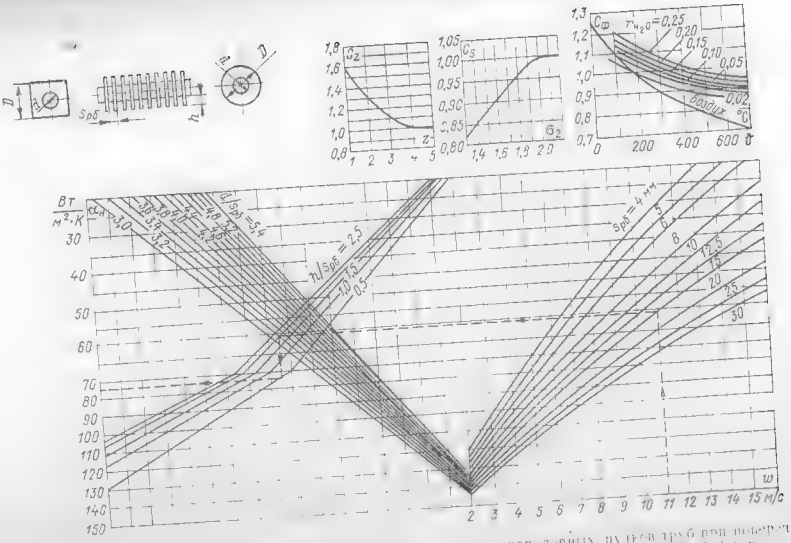


Рис. 2-21. Графики для определения теплоотдачи ребристых коридорных пучков труб при поперечном омывании. Для круглых ребер $\alpha_к = C_z C_ф C_s \alpha_н$, для квадратных ребер $\alpha = 0{,}9\,C_z C_ф C_s \alpha_н$

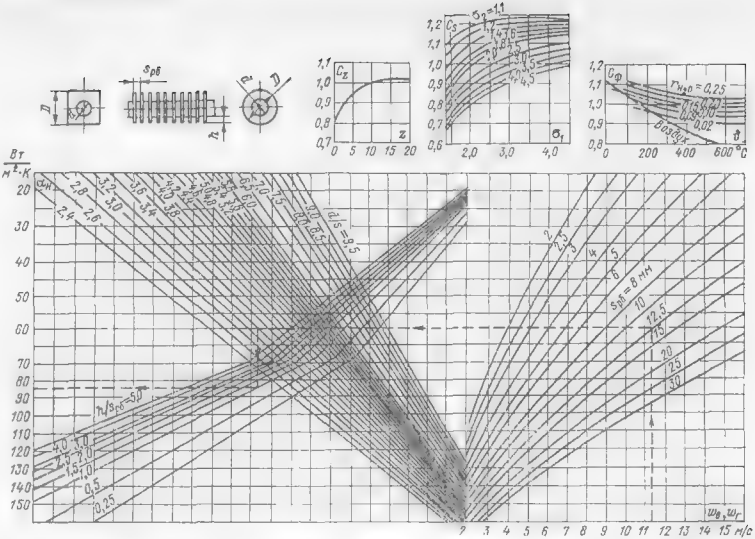


Рис. 2-22. Графики для определения теплоотдачи шахматных пучков труб с поперечными ленточными и шайбовыми ребрами (для труб с круглыми ребрами $\alpha_к = C_1C_2C_3\alpha_н$, для труб с квадратными ребрами $\alpha_к = 0{,}92\ C_2C_3C_\Phi\alpha_н$)

где H, $H_{гл}$, $H_р$ — соответственно поверхности полной оребренной трубы, межребристых участков несущей трубы и ребер;

$$\frac{H_{гл}}{H} = 1 - \frac{H_р}{H},$$

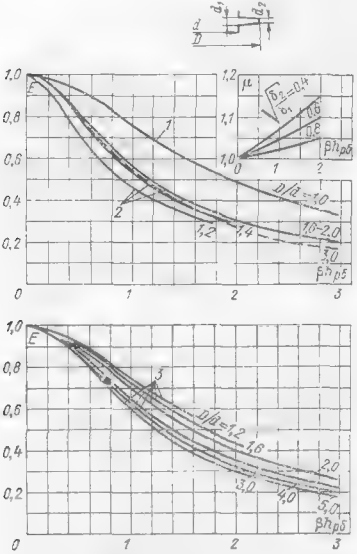


Рис. 2-23. Коэффициент эффективности ребер

1 — ребра с прямым основанием; *2* — квадратные ребра с цилиндрическим основанием; *3* — круглые ребра с цилиндрическим основанием $\beta = h\sqrt{\frac{2\alpha}{\delta\lambda}}$, h — высота ребра; δ — толщина ребра; λ — коэффициент теплопроводности ребра

$H_г$ — поверхности плоскостей ребер (без поверхности их торцов), d — диаметр несущей трубы, м, n — количество ребер на трубе с общей поверхностью ребер, равной $H_р$.

По указанным формулам построен график, по которому определяется сопротивление (в Па) одного ряда шахматного пучка (рис. 2-24):

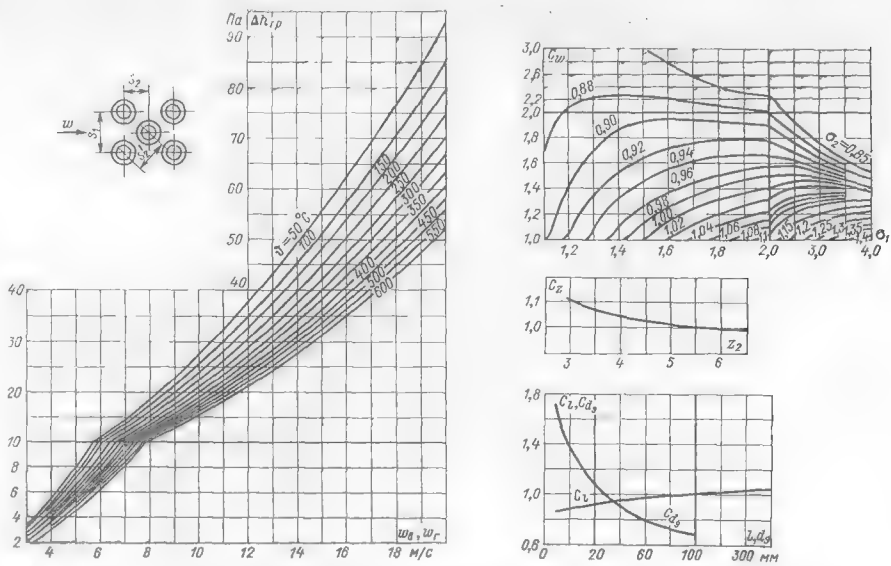


Рис. 2-24. Графики для определения гидравлического сопротивления шахматных пучков ребристых труб при поперечном омывании $\Delta h = C_{dэ} C_l C_2 C_w \Delta h_{гр} z_l$; формула пересчета $\Delta h_2 = \Delta h_1 (w_2/w_1)^{1,75}$

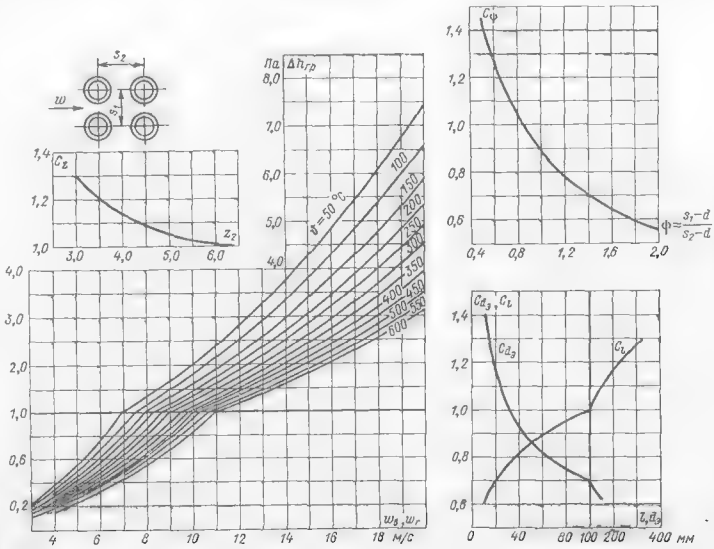


Рис. 2-25. Графики для определения гидравлического сопротивления коридорных пучков ребристых труб при поперечном омывании $\Delta h = C_l C_{d_э} C_\varphi \Delta h_{гр}$; формула пересчета $\Delta h_2 = \Delta h_1 \times \left(\frac{W_2}{W_1}\right)$

$$\Delta h_1 = \xi_0 \frac{w^2}{2g} \gamma.$$

Полная потеря давления в пучке определяется формулой $\Delta h = \Delta h_1 z_2$, где z_2 — количество рядов.

При $Re_e > 180 \cdot 10^3$ ξ_0 определяется по формуле:

$$\xi_0 = 0{,}26 \left(\frac{e}{d_э}\right)^{0,3} C_z. \qquad (2\text{-}31)$$

Коэффициент сопротивления коридорного пучка ребристых труб определяется выражениями

$$\xi = \xi_0 z_2, \quad \xi_0 = C_s C_z \, Re_e^{-0,08}, \qquad (2\text{-}32)$$

где C_z — поправка на число рядов; при $z_2 < 5$ C_z определяется по графику на рис. 2-25, при $z_2 > 6$ $C_z = 1$. При $l/d_э \approx 0{,}9 \div 11$; $\psi = 0{,}5 \div 20$ и $Re_e = (4{,}3 \div 160) \cdot 10^3$

$$C_s = 0{,}52 \frac{l^{0,3}}{d_э} \psi^{-0,68}.$$

Сопротивление одного ряда коридорного пучка $\left(\Delta h_1 = \xi_0 \frac{w^2}{2g} \gamma\right)$ может быть определено по графику на рис. 2-25. Коэффициент сопротивления ребристо-зубчатых ТВП с трубами $d = 0{,}0372$ мм определяется по формулам:

при $Re < 10^4$

$$\xi = \left(1{,}06 + 22{,}4\, l_{ср}\, Re^{-0,22}\right) z_2, \qquad (2\text{-}33)$$

при $Re > 10^4$

$$\xi = (1{,}06 + 2{,}93\, l_{ср})\, z_2, \qquad (2\text{-}34)$$

где длина оребренной части трубы (в м)

$$l_{ор} = l - 0{,}2.$$

2-4. ТЕПЛООБМЕН В РЕКУПЕРАТИВНЫХ ПЛАСТИНЧАТЫХ ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЯХ

Коэффициент теплоотдачи для пластинчатых щелевых воздухоподогревателей с гладкими листами определяется по номограмме на рис. 2-26.

Повышение компактности рекуперативных пластинчатых котельных воздухоподогревателей может быть достигнуто за счет применения профильных интенсифицирующих поверхностей. При этом, естественно, необходимо учитывать, что усложнение поверхности нагрева может привести к ее повышенному загрязнению. Пластинчатые рекуператоры имеют некоторые преимущества и

в плане применения антикоррозионных материалов. Выполнить теплообменник, в частности, из стеклянных листов путем штамповки в нагретом состоянии и пайки проще, чем закреплять трубы

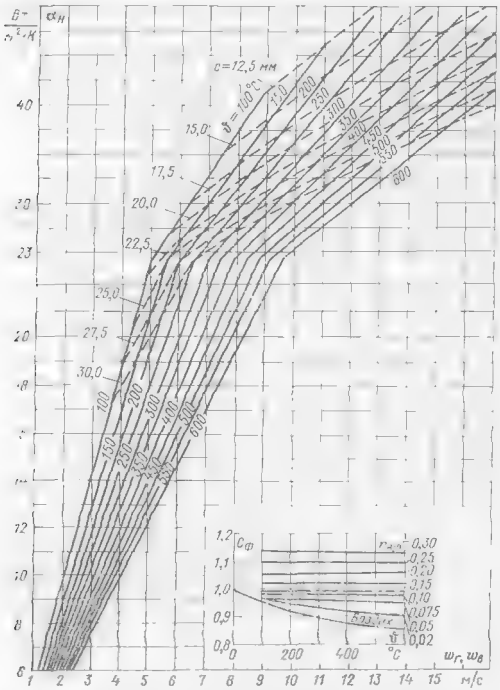


Рис. 2-26. Графики для определения коэффициента теплоотдачи для пластинчатых воздухоподогревателей при $Re < 10^4$

c — ширина щели

в трубных досках. Эмалевые покрытия металлических поверхностей наиболее просто выполнять в пластинчатых теплообменниках.

В качестве котельного пластинчатого воздухоподогревателя может быть использован теплообменник из профильных листов,

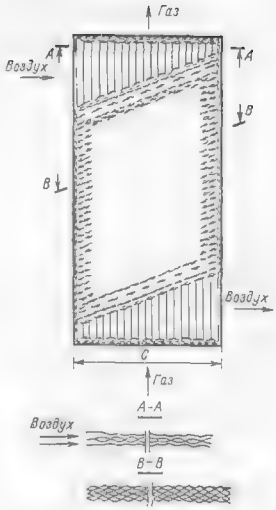


Рис. 2-27. Форма листа противоточного теплообменника НЗЛ

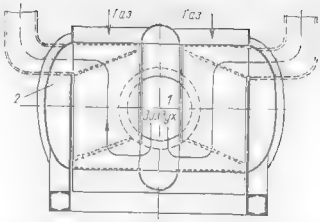


Рис. 2-28. Однопоточный воздухоподогреватель

1 — патрубок подвода воздуха; 2 — кожух

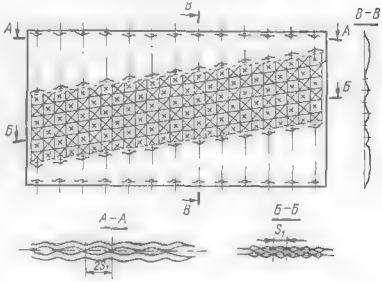


Рис. 2-29. Каналы ромбической поверхности

разработанный на НЗЛ. Такие теплообменники могут быть выполнены по перекрестной и по противоточной схеме. При противоточной схеме воздух и газ движутся по волнообразным каналам. Листы свариваются попарно, образуя проходы для теплоносителей Форма листа противоточного теплообменника показана на рис. 2-27. Схема одноходового воздухоподогревателя такого типа показана на рис. 2-28. Воздух из центрального короба 1 проходит через тепло-

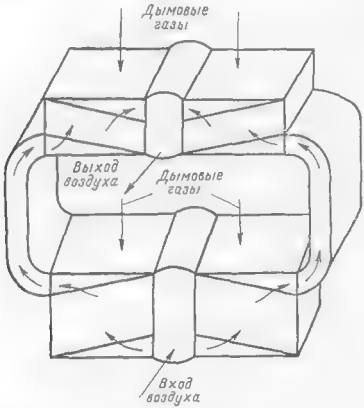


Рис. 2-30. Компоновочная схема двухступенчатого воздухоподогревателя

обменную поверхность и выходит из аппарата Путь газов указан стрелками. В [3] для котла ТКЗ-170-1 при работе на донецком угле марки «Д» проведены сравнительные расчеты характеристик трубчатого и пластинчатого воздухоподогревателей из профильных листов с двуугольными каналами. Расчеты показали существенное преимущество пластинчатых воздухоподогревателей по массовым и габаритным характеристикам. При одинаковой толщине листа и стенки трубы, равной 1,5 мм, масса пластинчатого теплообменника на 25—50%, а стоимость по данным [13] в 2 раза меньше, чем трубчатого. Для изготовления пластинчатых воздухоподогревателей применяется штамповка и роликовая сварка, которые позволяют механизировать производство. Для интенсификации теплообмена предложено применять ромбическую поверхность теплообмена. Каналы для прохода газа и воздуха образуются при сложении и со-

ответствующей проварке листов по краям (рис. 2-29). На рис. 2-30 показан котельный пластинчатый воздухоподогреватель в собранном виде. Теплообмен для такой поверхности определяется по формуле:

$$Nu = 0{,}083\,Re^{0{,}8} \qquad (2\text{-}35)$$

при $Re \leqslant 4000$.

Гидравлическое сопротивление определяется по формуле:

$$Eu = 6{,}9\,Re^{-0{,}25}. \qquad (2\text{-}36)$$

Указанные зависимости получены для следующих геометрических размеров: длина пакета L = 510, 240 мм, расстояние между

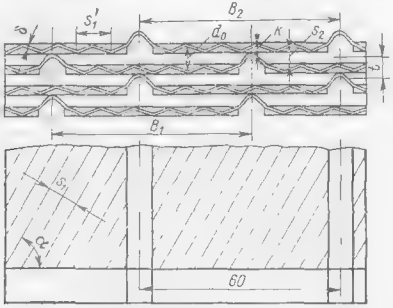


Рис. 2-31. Волнообразная поверхность из однотипных листов

вершинами выступов по фронту канала s_1 равно 25 и 24 мм. Расстояние между вершинами по глубине канала (s_1) равно 12,5; 12 мм, d_0 = 9,2; 8,6 мм. Исследованные трапецеидальные каналы обеспечивают значительную турбулизацию потока, что приводит к существенной интенсификации теплообмена.

Интенсифицированные поверхности теплообмена, и в частности поверхность с трапецеидальной формой шероховатости, не проверены в условиях сжигания высокосернистых и высокозольных топлив. В этих условиях возможны заносы таких сложных профилей. Поэтому для таких условий желательно применять поверхности, проверенные с точки зрения заносов. Такими поверхностями являются волнообразные поверхности нагрева регенеративных вращающихся воздухоподогревателей (РВП) с косообтекаемыми волнами. Эти поверхности проверены в условиях сжигания различных топлив; их геометрия отработана многолетней практикой в отно-

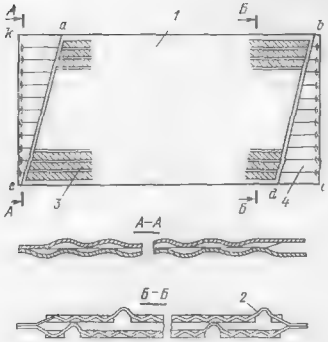


Рис. 2-32. Элемент теплообменника

1 — волнообразный лист; *2* — дистанционирующая гофра; *3* — турбулизирующие волны; *4* — входной сектор

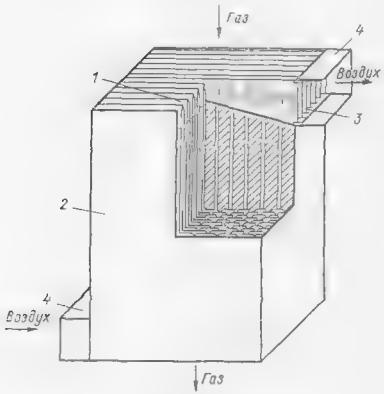


Рис. 2-33. Пакеты воздухоподогревателя

1 — проходы для газа; *2* — кожух; *3* — гребенки; *4* — патрубок

шении минимальной склонности к загрязнению. В ЦКТИ разработан рекуперативный пластинчатый воздухоподогреватель для котлоагрегатов (авторы В. К. Мигай, И. Ф. Новожилов). В качестве поверхности теплообмена для горячей ступени принята волнистая поверхность из однотипных профилированных листов (рис. 2-31). Турбулизирующие гофры располагаются под углом 30° к потоку. Дистанционирование осуществляется одинарными гофрами. Для того чтобы листы не проваливались друг в друга,

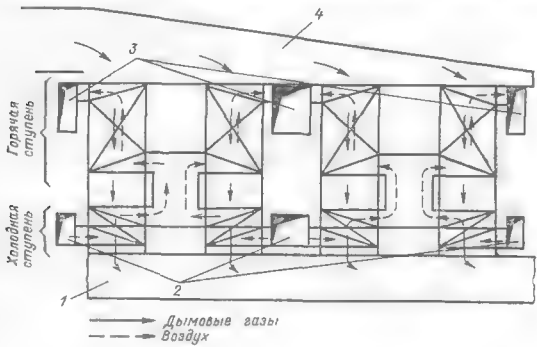


Рис. 2-34. Общая компоновка воздухоподогревателя

1 — выходной газовый короб; *2* — вход воздуха; *3* — выход воздуха; *4* — газовый короб

все пары собираются из листов с разными расстояниями между дистанционирующими гофрами (B_1 = 60 мм, B_2 = 47 мм). Зазор между листами принят s_2 = 5 мм. Гидравлический диаметр $d_э$ = 14 мм. Высота турбулизирующих волн примерно 2,4 мм. Из двух листов сваривается элемент теплообменника (рис. 2-32). Листы попарно свариваются по линиям *abc* и *dek*. Участки *ka* и *de* остаются незаваренными и служат входными участками для воздуха. Для входа и выхода воздуха в листах организованы входные и выходные участки, расположенные под углом к основной поверхности теплообмена. Для жесткости входные и выходные участки выполнены волнистыми (волны в другом направлении, чем турбулизирующие). Из элементов (пары листов) собираются пакеты, конструкция которых показана на рис. 2-33. Элементы свариваются между собой, образуя газовые каналы. Сварка в этом случае производится по линиям *ka* и *de*. Герметизация воздушных каналов производится при помощи гребенок (эта технология освоена на

НЗЛ). Гребенки устанавливаются на входе и выходе воздуха и к ним привариваются соединительные патрубки. Каждый пакет по четырем сторонам имеет кожух из листовой стали. Возможность изготовления из отдельных блоков (пакетов) является преимуществом данного типа воздухоподогревателя и позволяет рационально осуществить его перевозку. Для котла блока 300 МВт горячая ступень состоит из четырех параллельно расположенных групп блоков; в каждой группе скомпоновано 18 блоков. Размеры каждого блока: ширина 2 м, высота 3,75 м, глубина 1 м. Холодная часть состоит из таких же пакетов, как и горячая часть, и отличается лишь высотой, которая составляет 0,9 м. Кубы холодной части воздухоподогревателя при наличии коррозии могут быть легко заменены. Общая компоновка воздухоподогревателя представлена на рис. 2-34. Дымовые газы из общего газохода поступают в конусный короб и, проходя сверху вниз пакеты горячей и холодной части, попадают в дымоход. Воздух от вентиляторов подводится по трем воздуховодам к холодной части воздухоподогревателя, проходит калориферную часть и далее по соединительным патрубкам попадает в горячую часть, а затем в выходной воздухопровод.

Общие габариты воздухоподогревателя составляют: ширина 18 м, глубина 18 м, высота горячей части поверхности нагрева 3,75 м, холодной части 0,9 м. Конструктивный размер по высоте 8 м. Особенности компоновки данного воздухоподогревателя видны на рис. 2-34. Теплообмен и гидравлическое сопротивление трубной поверхности определяются по формулам:

$$\mathrm{Nu} = 0{,}0356\ \mathrm{Re}^{0{,}8}\mathrm{Pr}^{0{,}4} \text{ при } 1{,}2\cdot10^4 > \mathrm{Re} > 2{,}5\cdot10^4; \qquad (2\text{-}37)$$

$$\xi = 0{,}838\,\mathrm{Re}^{-0{,}25} \text{ при } 2{,}5\cdot10^4 > \mathrm{Re} > 4\cdot10^3; \qquad (2\text{-}38)$$

$$\xi = 2{,}14\,\mathrm{Re}^{-0{,}38} \text{ при } 4\cdot10^3 > \mathrm{Re} > 2\cdot10^3.$$

Сравнение с эквивалентным РВП показывает, что пластинчатый рекуператор может быть близок к РВП по габаритам и массе.

2-5. РАСЧЕТ ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЯ СО СТЕКЛЯННЫМИ ТРУБАМИ

Конструкция воздухоподогревателя со стеклянными трубами изложена в § 1-6. По условиям температурной стойкости уплотнительных элементов и стеклянных труб наибольшая температура газов в таком воздухоподогревателе по данным [13] не должна быть выше 200—210° С. С точки зрения золового заноса предпочтительно применение горизонтальных пучков коридорного расположения. При этом поперечный шаг труб целесообразно принимать $s_1/d = 2{,}045 \div 2{,}27$, продольный $s_2/d = 1{,}5 \div 1{,}6$. Период между очистками воздухоподогревателей составляет не менее 2000 ч. Тепло-

вой расчет ТВП со стеклянными трубами производится по формулам для обычных пучков. Скорости газов в коридорных пучках следует принимать в пределах 9—10 м/с, в шахматных — 6—8 м/с, обеспечивая соотношение скоростей газов и воздуха в следующих пределах: для коридорных пучков $W_г/W_в$ 0,4÷0,45; для шахматных — 0,3÷0,35.

Тепловая эффективность поверхности нагрева воздухоподогревателя из стеклянных труб во многом определяется золовым заносом. Коэффициент использования при сжигании жидких топлив при одноходовой компоновке либо для первого куба при двухходовой компоновке ξ = 0,7 (для вертикальных пучков труб, а также для горизонтальных с коридорным расположением труб). Для горизонтальных пучков с шахматным расположением (при регулярной чистке) ξ = 0,75. Для второго куба указанные значения могут быть повышены на 0,05.

Величина присосов воздуха составляет 5÷6% на каждый ход.

Аэродинамический расчет ТВП со стеклянными трубками производится по формулам для пучков различной ориентации, при этом увеличение сопротивления вследствие загрязнения учитывается множителем K, для коридорных пучков K = 1,2, а для шахматных при регулярной очистке, а также при вертикальной компоновке K = 2.

При проектировании воздухоподогревателя со стеклянными трубками ширина пакета между боковыми стенками должна выбираться из расчета исключения резонансных акустических колебаний в объеме пучка. Они могут происходить при совпадении частоты срыва вихрей с образующих труб пучка с собственной частотой акустических колебаний. Резонансные режимы работы воздухоподогревателей сопровождаются значительными пульсациями давления и интенсивным изменением звука окружающей среды и приводят к повреждениям коробов и труб.

Условие предотвращения резонансных режимов записывается в виде:

$$f_в < m f_0, \qquad (2\text{-}39)$$

где m — коэффициент запаса; $f_в$ — частота срыва вихрей, Гц; f_0 — основная собственная частота акустических колебаний, Гц.

В шахматных пучках коэффициент запаса m = 1,5, в коридорных m = 1,4 [4].

Частота срыва вихрей (в Гц) определяется из известного выражения:

$$f_в = \mathrm{Sh}\,\frac{w}{d}, \qquad (2\text{-}40)$$

где Sh — число Струхаля; w — средняя скорость потока в трубном пучке, м/с; d — наружный диаметр труб, м.

Число Струхаля определяется конфигурацией пучка. Значение чисел Струхаля можно определить по данным на рис. 2-35.

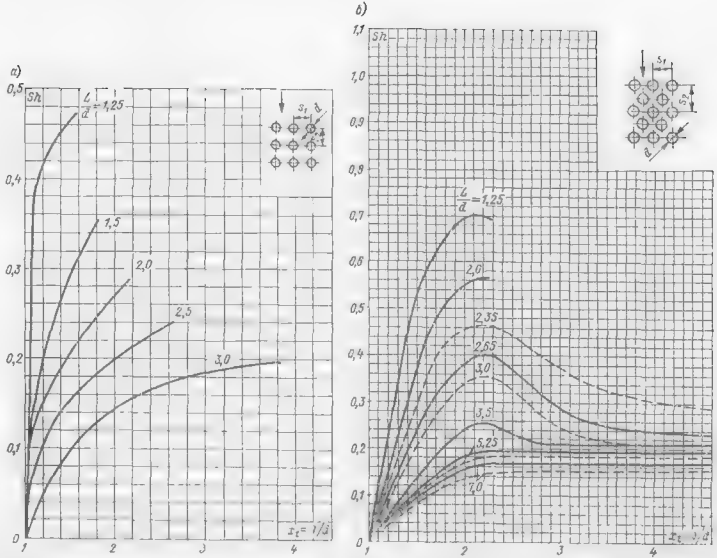


Рис. 2.35. Число Стоухала для пучков: *а* — для коридорных; *б* — для шахматных

Основная частота собственных акустических колебаний газового объема (в Гц) определяется выражением:

$$f_0 = \frac{10\sqrt{T}}{H}, \qquad (2\text{-}41)$$

где T – средняя температура потока, К; H – ширина пакета между боковыми стенками.

Если для принятых в проекте скорости газов и ширине газохода условие (2-39) не выполняется, необходимо предусмотреть дополнительные перегородки по глубине трубного пучка.

2-6. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЯ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕМ

В воздухоподогревателях с промежуточным теплоносителем можно избежать интервала температур стенки, в котором скорость коррозии является максимальной. Это достигается применением в этом интервале температур труб, составленных из двух отрезков труб разного диаметра (см. § 1-5). Толщина стенки трубы в газовой области больше, чем в воздушной. Минимальная температура стенки труб принимается не ниже 125° С при $\alpha_т > 1{,}04 \div 1{,}05$; при $\alpha_т < 1{,}03$ t_{min} 80÷85° С. Трубы воздухоподогревателя можно устанавливать вертикально или наклонно, при этом минимальный угол наклона 4°. За поверхность нагрева воздухоподогревателя принимается полная его поверхность по газовой и воздушной сторонам. Коэффициент теплопередачи рассчитывается по формуле:

$$k = \frac{\xi_в}{\left(\frac{1}{\alpha_1} + \varepsilon\right)\left(1 + \frac{H_в}{H_г}\right) + \frac{1}{\alpha_2}\left(1 + \frac{H_г}{H_в}\right)}, \qquad (2\text{-}42)$$

где α_1 и α_2 – коэффициенты теплоотдачи от газа к трубам и от труб к воздуху, Вт/(м²·К); ξ – коэффициент, учитывающий ухудшение работы поверхности нагрева из-за наличия в трубах неконденсирующихся газов и снижения температурного потока. Величина $\xi_в$ для воздухоподогревателей, изготовленных по технологии ВТИ, в зависимости от наружной температуры стенки по газовой стороне приведена на рис. 2-36. Коэффициент загрязнения ε воздухоподогревателей при сжигании твердых топлив в случае, когда температура стенки металла с газовой стороны $t_{ст.г}$ превышает температуру точки росы $t_р$ на 10° С и более, принимается как и для обычных конвективных поверхностей. При более низком значении $t_{ст.г}$ величина ε определяется по рис. 2-36 в зависимости от разности температур. При сжигании мазута в случае $t_{ст.г} - t_р > 10$° С принимают $\varepsilon = 0{,}006 \div 0{,}007$ м²К/Вт.

Температура стенки трубы, расположенной по газовой стороне, определяется по формуле:

$$t_{ст\,г} = \vartheta_{г.ср} - \frac{B_р Q}{H_г}\left(\frac{1}{\alpha_1} + \varepsilon\right), \qquad (2\text{-}43)$$

где $\vartheta_{г.ср}$ — средняя температура газов в воздухоподогревателе, °С; Q — тепловосприятие поверхности нагрева.

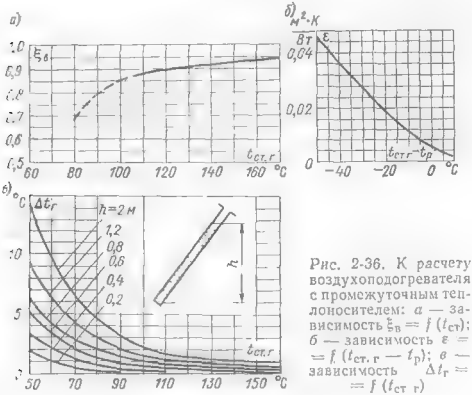


Рис. 2-36. К расчету воздухоподогревателя с промежуточным теплоносителем: *а* — зависимость $\xi_в = f(t_{ст})$; *б* — зависимость $\varepsilon = f(t_{ст.г} - t_р)$; *в* — зависимость $\Delta t_г = f(t_{ст\,г})$

Температурный напор Δt в воздухоподогревателе с промежуточным теплоносителем определяется как среднелогарифмическая разность температур, но из значений $\Delta t_б$ и $\Delta t_м$ вычитается поправка $\Delta t_г$ на гидростатический напор в трубке, определяемая по рис. 2-36 в зависимости от $t_{ст\,г}$ и гидростатического уровня h. Расчет воздухоподогревателя, часть поверхности которого выполнена из отрезков труб разных диаметров на газовой и воздушной сторонах, производится для каждой стороны раздельно. Для определения температуры стенки удобно пользоваться формулой

$$t_{ст\,г} = \vartheta_г - \frac{\vartheta_г - t_в - \Delta t_г}{1 + \dfrac{\varepsilon\alpha_1}{\alpha_2 H_в} H_г}. \qquad (2\text{-}44)$$

РЕГЕНЕРАТИВНЫЕ ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛИ

3-1. КОНСТРУКЦИИ РЕГЕНЕРАТИВНЫХ ВРАЩАЮЩИХСЯ ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ

Регенеративные вращающиеся воздухоподогреватели впервые были выпущены в 1923 г. шведской фирмой «Актиболагет Юнгстрем ангтурбин». В тридцатых годах благодаря ряду преимуществ по сравнению с трубчатыми и пластинчатыми РВП нашли применение в зарубежных котельных установках. Особенно широкое распространение РВП получили при сжигании жидкого топлива (мазута). В шестидесятых годах они являются уже основными воздухоподогревателями для котлов любой мощности, работающих не только на жидких и газообразных, но и на твердом топливе.

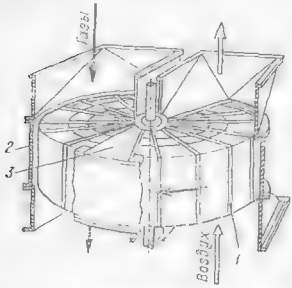


Рис. 3-1. Принципиальная схема регенеративного вращающегося воздухоподогревателя

1 — ротор; *2* — кожух; *3* — плиты радиального уплотнения

В Советском Союзе производство РВП освоено в 1959 г. Таганрогским заводом «Красный котельщик» (ТКЗ), в 1961 г. Подольским заводом им. Орджоникидзе (ЗиО), а затем и Барнаульским котельным заводом.

На рис. 3-1 показана принципиальная схема регенеративного вращающегося воздухоподогревателя. Основным элементом РВП является ротор, вращающийся со скоростью 1,5—3 об/мин. Ротор разделен радиальными и аксиальными перегородками на ячейки, которые заполняются набивкой — стальными профильными листами толщиной 0,5—1,2 мм. Дымовые газы, выходящие из котла с высокой температурой (250—400° С), проходят между листами и нагревают их. Нагретые листы вращающимся ротором переносятся на воздушную сторону, где отдают свое тепло воздуху. Воздух поступает в воздухоподогреватель по схеме противотока (в направлении, противоположном движению газов). Разность температур газов, входящих в РВП, и горячего воздуха составляет, как правило, 25—40° С. Дымовые газы охлаждаются до температуры 140—160° С, а в ряде случаев до 120° С. Поверхность теплообмена — набивка —

на холодном конце (на выходе газов из РВП и соответственно на входе воздуха) имеет сравнительно низкую температуру, лежащую ниже точки росы дымовых газов для ряда топлив. В связи с этим набивка на холодном конце подвержена сильной коррозии и за-

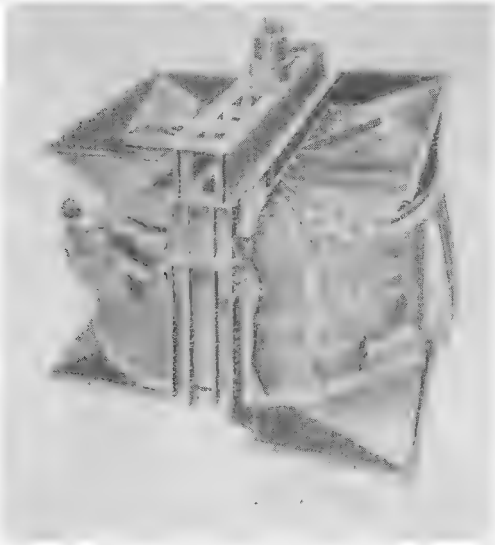


Рис. 3-2. Типовое устройство вертикального РВП

1 — привод ротора, *2* — цевочное колесо; *3* — ротор; *4* — нижняя опора РВП; *5* — система смазки опоры; *6, 7, 8* — поверхность нагрева соответственно горячего конца, холодного конца и промежуточного слоя; *9* — радиальная перегородка ротора; *10* — люк для установки и удаления пакетов набивки холодного слоя

грязнению. Для увеличения срока службы «холодную» набивку изготовляют из более толстых листов (1,0—1,2 мм) упрощенного профиля и с увеличенным эквивалентным диаметром по сравнению с «горячей» набивкой.

Срок службы «холодной» набивки можно увеличить также за счет повышения температуры металла. Это осуществляется предварительным подогревом воздуха (до 50—60 С) в паровых калориферах или рециркуляцией горячего воздуха.

В связи с тем что давление воздуха выше давления газов, часть воздуха между корпусом и ротором перетекает в газовую часть. Для уменьшения перетечек воздуха устанавливаются уплотнения. Радиальные (секторные) уплотнения предотвращают перетечки воздуха между ротором и крышками; аксиальные — между ротором и кожухом.

Периферийные (окружные) уплотнения не дают возможности воздуху и газам проходить между кожухом и ротором. Присосы в РВП находятся в пределах 10—20%. В современных РВП они составляют 8—10%. Типовое устройство РВП показано на рис. 3-2. Воздухоподогреватель имеет вертикальную ось вращения. Сила тяжести ротора и радиальные нагрузки воспринимаются через вал и упорно-радиальный подшипник верхней балкой. В нижней балке или крышке установлен направляющий подшипник, воспринимающий только радиальные нагрузки. Вращение ротора производится цевочным приводом, установленным на кожухе. Цевочное колесо закреплено на обечайке ротора. Набивка установлена в три слоя: два верхних слоя — «горячие» и один «холодный» слой. Высота холодного слоя составляет 300—600 мм.

«Горячая» набивка устанавливается сверху, «холодная» набивка в связи с более быстрым выходом ее из строя устанавливается и вынимается из ротора сбоку.

Корпус РВП состоит из верхней и нижней крышек с газовоздушными патрубками и кожуха. Кожух имеет четыре опоры.

Уплотнения на данном рисунке не показаны.

РВП Таганрогского завода. ТКЗ выпускает РВП с ротором диаметром до 10 м. Первые РВП: РВВ-41 и РВВ-54 — были выпущены для газомазутных котлов.

В дальнейшем регенеративными вращающимися воздухоподогревателями стали оснащаться практически все котлы, выпускаемые заводом, в том числе и котлы для блоков 300 и 800 МВт, работающие как на пылеугольном, так и на жидком топливе.

На рис. 3-3 показан регенеративный воздухоподогреватель с ротором диаметром 6800 мм (РВВ-68). Конструкция является характерной для всех типоразмеров РВП ТКЗ, выпускаемых до 1965 г.

Ротор разделен радиальными перегородками на 24 сектора. Каждый сектор, в свою очередь, разделен на 4 части. Таким образом, ротор состоит из 96 ячеек, в которые набивка укладывается в два-три слоя. Профиль набивки двух верхних, «горячих» слоев показан на рис. 3-34, *б*, а нижнего, «холодного» — на рис. 3-34, *в*. В некоторых конструкциях котлоагрегатов, как, например, в ТГМ-94 и ТГМ-96, газы поступают в РВП снизу. В этом случае «холодная» набивка устанавливается в верхнем слое. Обечайка ротора представляет собой многогранник. По торцам ротора приварены фланцы, которые обрабатываются на монтажной площадке. Фланцы являются элементами периферийных уплотнений. Под верхним фланцем установлено цевочное колесо. На радиальных перегородках устанавливаются полосы радиальных уплотнений.

Внутри ступицы ротора расположен пустотелый вал, на специальный фланец которого опирается ротор. Нагрузка ротора воспринимается нижней опорой, установленной на железобетонной тумбе. *Верхняя направляющая опора расположена в верхней балке*, связанной с каркасом РВП.

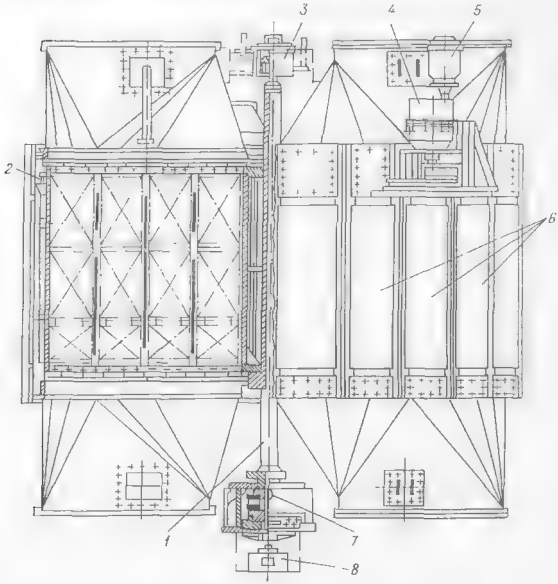


Рис. 3-3. Воздухоподогреватель ТКЗ типа РВВ-68

1 — вал ротора; *2* — цевочное колесо; *3* — верхняя опора; *4* — редуктор; *5* — электродвигатель; *6* — щиты кожуха; *7* — нижняя опора; *8* — гидравлический домкрат

Корпус РВП состоит из кожуха, собранного из щитов и двух крышек. На крышках установлены плиты радиальных уплотнений, а на кожухе — периферийные уплотнения. На одном из щитов кожуха (обычно с газовой стороны) устанавливается цевочный привод. Крышки имеют газовоздушные патрубки, которые соединяются с газовоздухопроводами через компенсаторы. В газовых патрубках устанавливаются обдувочные аппараты.

Конструкция воздухоподогревателей в дальнейшем была модернизирована. Многогранная обечайка была заменена цилиндрической с более массивными фланцами. На модернизированных РВП устанавливается более жесткий вал. Реконструирована нижняя подшипниковая опора. Более жесткими стали крышки и кожух. Совершеннее стали радиальные уплотнения. Установлен новый тип периферийных уплотнений.

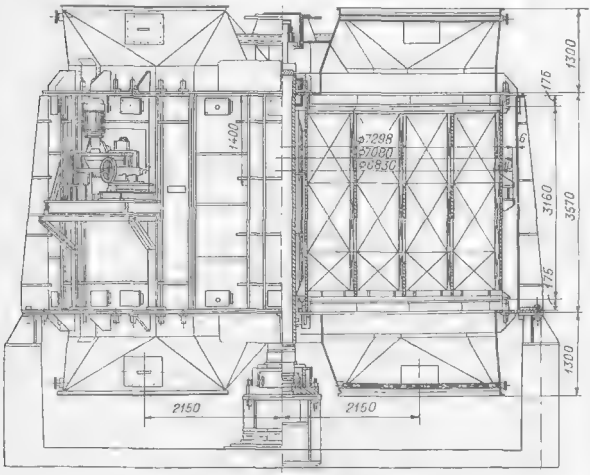


Рис. 3-4. Бескаркасный РВП (РПВ-68)

Модернизированные РВП явились переходными к бескаркасным РВП. Основным отличием последних от модернизированных является то, что бескаркасные РВП устанавливаются на железобетонной фундаментной раме. Нижняя несущая опора ротора устанавливается в опорной балке, а направляющая — в верхней крышке РВП.

Бескаркасный РВП показан на рис. 3-4. Ротор разделен радиальными перегородками на 24 сектора и изготавливается из двух половин. На заводе производится контрольная сборка ротора и предварительная обточка фланцев ротора. На монтаже фланцы обтачиваются еще раз после сборки РВП. После этого устанавливаются полосы радиальных уплотнений. Радиальное уплотнение

показано на рис. 3-5. Четыре плиты, установленные на крышках, перекрывают два диаметрально противоположных сектора ротора так, что вместе с радиальными перегородками ротора они отсекают воздушный поток от газового. Для того чтобы воздух не проходил между плитой радиального уплотнения и корпусом, плита установлена между уголками, закрепленными на крышке РВП. Регулировка зазора между плитой и полосой радиального уплотнения производится при помощи регулировочных устройств.

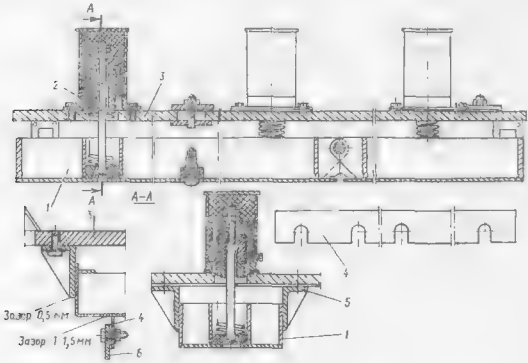


Рис. 3-5. Радиальное уплотнение

1 — секторная плита; *2* — регулировочное устройство; *3* — крышка РВП; *4* — полоса радиального уплотнения; *5* — направляющий уголок; *6* — радиальная перегородка ротора

Последнее состоит из шпильки, закрепленной одним концом в радиальной плите, стакана, укрепленного на крышке РВП, гаек и пружины. Отвод и подвод плиты к ротору осуществляется вращением гайки. При задевании ротора за плиту последняя отойдет, а пружинное устройство защитит ротор от заклинивания и предотвратит поломки элементов РВП. Для придания необходимого натяга пружине в стакане установлена специальная гайка. Для защиты от механических повреждений регулировочное устройство закрывается предохранительным колпачком.

Для предотвращения перетечки воздуха между корпусом и ротором на РВП устанавливаются периферийные (окружные) уплотнения колодочного типа. Периферийное уплотнение (рис. 3-6) состоит из направляющих, закрепленных на крышке, и колодок, которые свободно перемещаются в этих направляющих. Зазор между колодкой и фланцем ротора устанавливается при помощи шпилек,

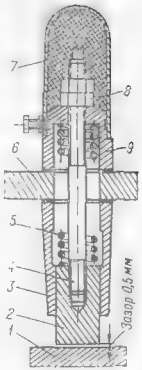


Рис. 3-6. Периферийное уплотнение

1 — фланец ротора, 2 — колодка; 3 — направляющая; 4 — шпилька, 5 — пружина, 6 — фланец крышки; 7 — защитный колпачок; 8 — гайка; 9 — [illegible] колпачок

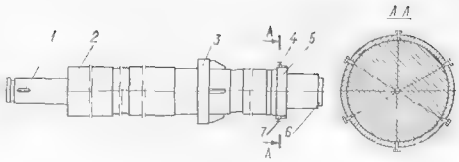


Рис. 3-7. Вал РВП ТКЗ

1 — шпонка; 2 — сварной вал; 3 — верхний фланец; 4 — защитная гильза; 5 — промежуточный фланец; 6 — нижний фланец; 7 — винты

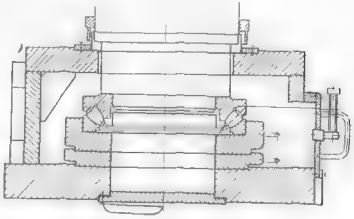


Рис. 3-8. Нижняя подшипниковая опора

гаек и пружин. Пружины установлены во избежание заклинивания ротора при возможных задеваниях его за уплотнения.

Для предотвращения механических повреждений свободный конец шпильки закрывается предохранительным колпачком. Центральное уплотнение, предотвращающее перетечку воздуха у вала, выполнено по такому же принципу, что и периферийное.

В ступице ротора устанавливается пустотелый сварной вал (рис. 3-7), на специальном массивном фланце которого устанавливается ротор. На концах вала имеются цапфы. Внизу вал опирается на сферический упорно-радиальный подшипник. Нижняя опора (рис. 3-8), несущая, устанавливается в опорной балке. Опорная балка установлена на цилиндрических опорах, которые служат

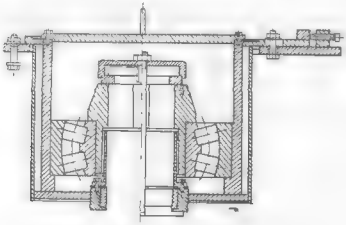


Рис. 3-9. Верхняя подшипниковая опора

для устранения передачи крутящего момента на железобетонную фундаментную раму при прогибе балки. Для монтажа и демонтажа подшипника на плите корпуса опоры устанавливается промежуточное опорное кольцо. Гидродомкратом, размещенным внутри опорной балки, под опорой, поднимается вал; на верхней крышке корпуса опоры под фланец вала устанавливаются упорные полукольца (уплотнение вала при этом снимается); после этого вынимается опорное кольцо, а затем и подшипник.

Верхняя опора (рис. 3-9), направляющая, установлена в верхней балке-крышке. Верхняя опора воспринимает лишь радиальные нагрузки. Радиальный роликовый подшипник устанавливается по скользящей посадке, что позволяет валу ротора свободно перемещаться при монтаже и демонтаже нижнего подшипника и тепловых расширениях вала и корпуса РВП. Для предотвращения утечки масла из подшипникового узла в опоре устанавливается защитная гильза. Охлаждение подшипника производится водой, для чего в корпусе имеется рубашка водяного охлаждения.

Привод РВП цевочный. Цевочное колесо установлено на обечайке ротора. Оно состоит из отдельных элементов (рис. 3-10) и собирается при монтаже РВП. Цевочное колесо устанавливается

на приваренных к обечайке косынках с направляющими. Ротор и цевочное колесо при температурном воздействии могут расширяться независимо друг от друга. Цевки закрепляются планками от возможного проворачивания.

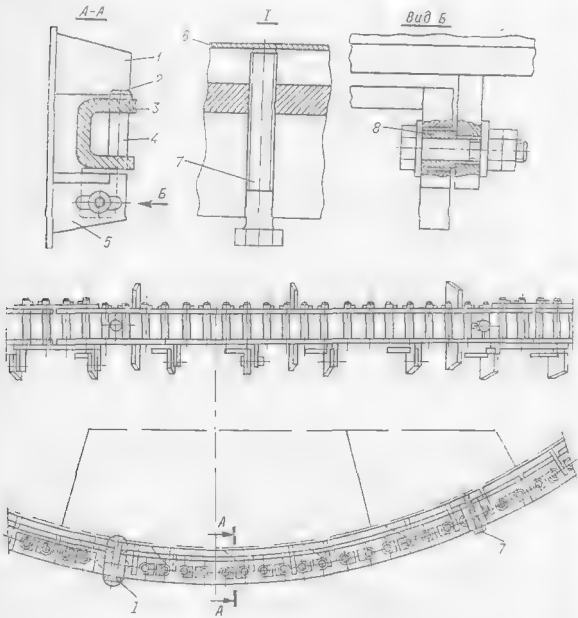


Рис. 3-10. Элемент цевочного колеса

1 — направляющая косынка; *2* — стопорная планка; *3* — сектор цевочного обода; *4* — цевка; *5* — ведомый кронштейн; *6* — ротор РВП; *7* — отжимной болт; *8* — распорная втулка

Мотор-редуктор с шестерней, закрепленной на выходном валу редуктора, устанавливается на опорной раме, которая шарнирно закреплена на одной из секций кожуха РВП. Привод РВП показан на рис. 3-11. Во избежание ударов или заклинивания привода при температурных расширениях и возможных биениях цевочного

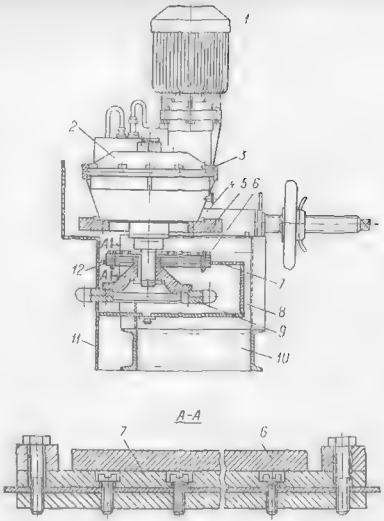


Рис. 3-11. Привод РВП

1 — электродвигатель; *2* — редуктор; *3* — полухомут, *4* — амортизатор; *5* — подвижная плита; *6* —ползунок; *7* — уплотнительный лист; *8* — кожух; *9* — шестерня; *10* — опорная рама; *11* — корпус; *12* — фигурный лист

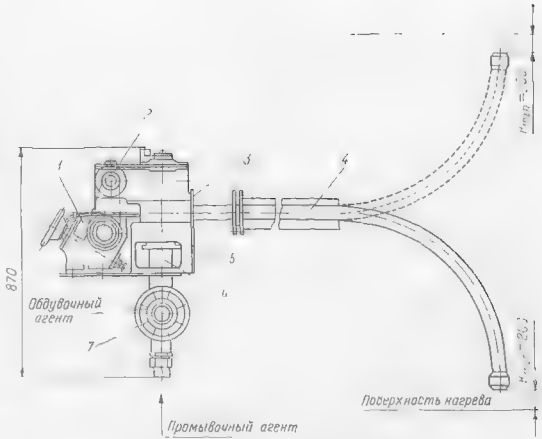


Рис. 3-12. Обдувочный аппарат типа ОП

1 — привод; *2* — редуктор; *3* — фланец присоединительный; *4* — обдувочно-промывочная труба; *5* — корпус; *6* — муфта; *7* — узел клапана

колеса устанавливается амортизатор. Амортизатор служит также для ввода цевочного зацепления. Шестерня ограждена кожухом.

Для очистки РВП от золовых отложений в газовых патрубках устанавливаются обдувочные аппараты (рис. 3-12), изготовляемые заводом «Ильмарине».

В настоящее время заводом выпускаются обдувочные аппараты только типа ОП. Аппараты устанавливаются на газовой стороне воздухоподогревателя для очистки сверху вниз. При большой высоте ротора они устанавливаются вверху и внизу. Эти аппараты обеспечивают периодическое движение трубы с сопловой головкой от центра ротора к периферии и обратно. Обдувка производится автоматически. При включении аппарата одновременно с началом движения сопловой трубы автоматически открывается клапан подачи пара. Обдувка производится перегретым паром при температуре 400 С под давлением от 1,5 до 2,0 МПа, 1—2 раза в смену.

Для однокорпусных котлов к блокам 300 МВт ТКЗ изготавливает РВП с ротором диаметром около 10 м — РВП-98, общий вид которого показан на рис. 3-13. Конструкция этого РВП более совершенна по сравнению с РВП-68. Ротор, состоящий из четырех частей, собирается на монтажной площадке. В роторе имеются две решетки — для «горячей» и «холодной» набивки. «Горячая» набивка устанавливается сверху ротора, а «холодная» — сбоку, в радиальном направлении. Это сделано для того, чтобы корродированную набивку холодного слоя, срок службы которой значительно ниже, чем горячей, можно было легко заменить. Ротор имеет массивные фланцы, обтачиваемые на монтажной площадке после сборки ротора, и круглую обечайку, на которой установлены цевочное колесо и пластины аксиальных уплотнений.

Опирается ротор (масса которого более 350 т) на фланец вала, проходящего внутри ступицы ротора. Нижняя цапфа вала ротора опирается на сферический упорно-радиальный подшипник, установленный в балке. Нижняя и верхняя опоры вала ротора принципиально не отличаются от опор РВП-68. Отличие состоит лишь в том, что в РВП-98 применяется циркуляционная система смазки нижней опоры.

Корпус воздухоподогревателя состоит из верхней и нижней крышек и кожуха. Кожух состоит из щитов. Четыре щита воспринимают нагрузку корпуса с изоляцией и радиальную нагрузку ротора на верхнюю опору. На двух из них установлены плиты аксиальных уплотнений (рис. 3-14). На двух щитах, не несущих нагрузку корпуса, установлены цевочные приводы: электрический основной и гидравлический резервный.

На крышках корпуса установлены плиты радиальных уплотнений с механизмом регулировки (рис. 3-15), периферийные уплотнения (рис. 3-16) и центральные уплотнения.

Каждая радиальная плита состоит из трех частей, шарнирно соединенных между собой, что позволяет создать излом плиты по форме деформированного ротора. Во избежание перетечек воздуха

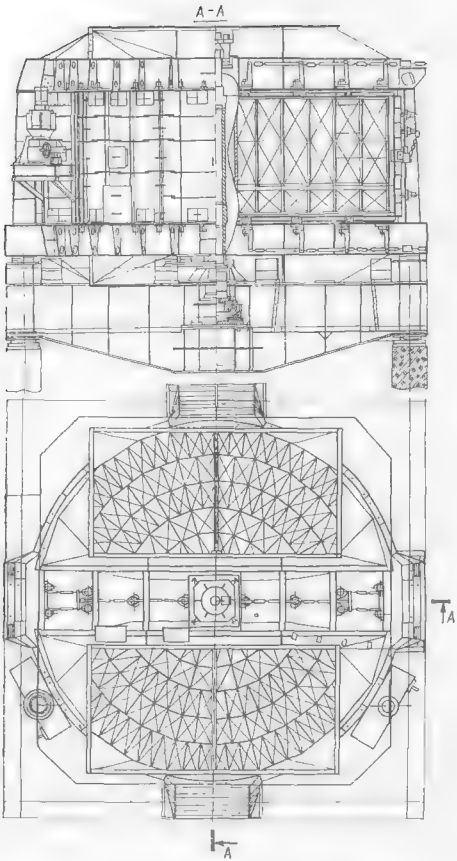


Рис. 3-13. Общий вид РВП-98

1 — [illegible] опорная; 2 — нижняя крышка ротора; 3 — привод; 4 — [illegible] верхняя; 5 — верхняя крышка корпуса; 6 — ротор; 7 — [illegible] корпуса; 8 — устройство для [illegible] радиальных [illegible] ротора; 10 — [illegible]

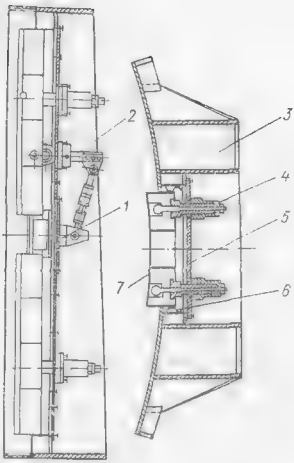


Рис. 3-14. Щит кожуха с плитой аксиального уплотнения

1 — люк; *2* — устройство для подъема и опускания плиты; *3* — щит; *4* — регулировочное устройство; *5* — крышка; *6* — уплотнение плиты; *7* — плита аксиального уплотнения

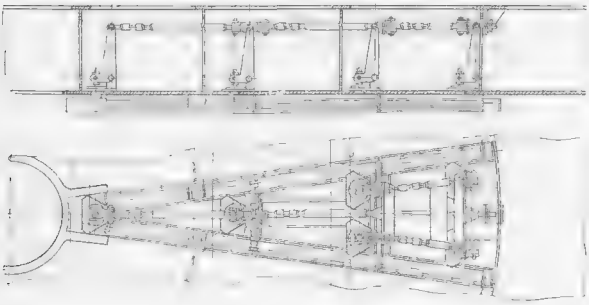


Рис. 3-15. Плита радиального уплотнения

между корпусом и плитой установлено уплотнение — компенсатор, одним концом закрепленный на плите, а другим — на крышке корпуса РВП. Перемещение плиты (регулировка зазора в радиальном уплотнении) производится при помощи электрического привода. Излом плиты по профилю изогнутого ротора осуществляется при помощи штока, закрепленного одним концом шарнирно на плите, а другим — гайками на рычаге. Эту операцию можно производить также при помощи талрепов, установленных на тягах, ко-

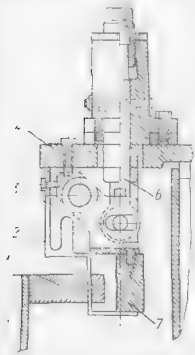


Рис. 3-16. Периферийное уплотнение

1 — фланец ротора; 2 — уплотнительный компенсатор; 3 — подвижный шарнир; 4 — крышка корпуса РВП; 5 — колонка; 6 — тяга; 7 — чугунная колодка

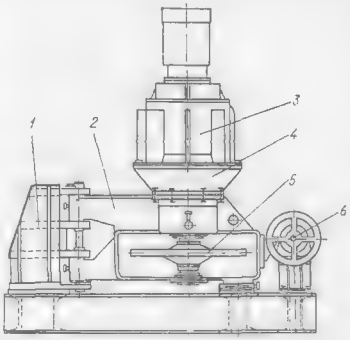


Рис. 3-17. Электрический привод с моторредуктором

1 — рама; 2 — промежуточный редуктор; 3 — мотор редуктор с электродвигателем; 4 — опора мотор редуктора; 5 — шестерня цевочного зацепления; 6 — амортизатор

торые соединяют привод уплотнения с рычагами. Излом плиты и регулировка уплотнений производятся на работающих РВП при нагрузке котла, близкой к номинальной. Зная характер и величину прогиба ротора, излом плиты можно производить и в холодном состоянии РВП. При останове котла плиты отводятся во избежание заклинивания ротора в уплотнениях.

Регулировка аксиальных уплотнений производится при номинальной нагрузке котла при помощи регулировочного устройства, состоящего из шпильки, гайки и пружины, установленной в стакане. Радиальные и аксиальные уплотнения образуют замкнутую систему уплотнений, разделяющую воздушный и газовый потоки.

Периферийные уплотнения в этих РВП играют роль байпасных, не позволяющих газам и воздуху перетекать между корпусом и ро-

тором. Периферийные уплотнения состоят из уплотнительных блоков, замыкающихся на радиальные плиты. Уплотнительный блок (рис. 3-16) состоит из чугунной колодки, закрепленной на подвижном шарнире, тяги и колонки. Во избежание перетечки воздуха (или газов) между колодкой и крышкой установлен компенсатор, закрепленный одним концом на крышке, а другим—на колодке. Регулировка производится при помощи гайки, при вращении которой тяга перемещается в осевом направлении ротора. Колодка при этом движется в радиальном направлении.

Как уже отмечалось, на РВП 98 установлено два цевочных привода. Электрический привод с мотор-редуктором показан на рис. 3-17. Отличие его от привода РВП-68 состоит лишь в том, что здесь установлен промежуточный редуктор. Привод с гидромотором является резервным и применяется при выходе из строя основного, а также во время промывки РВП, на сниженных оборотах.

Для обдувки РВП на газовой стороне установлено три обдувочных аппарата типа ОП завода «Ильмаринен»: два вверху и один внизу. В верхнем газовом патрубке установлена труба с отверстиями для промывки РВП.

РВП Подольского завода им. Орджоникидзе. Завод выпускает РВП с ротором диаметром от 5 до 10 м. Все типоразмеры РВП с ротором диаметром от 5 до 7 м конструктивно не отличаются друг от друга. Конструкция РВП 3ВО показана на рис. 3-18. Ротор выполняется из двух частей, собираемых на монтажной площадке. Обечайка ротора круглая. По торцам ротора приварены фланцы, обтачиваемые на монтажной площадке после сборки ротора. Фланцы являются элементом периферийных уплотнений. К переходкам ротора после обточки фланцев ротора привариваются полосы радиальных уплотнений. Ротор опирается на фланец вала ротора. Вал изготовлен из толстостенной трубы, к торцам которой приварены цапфы. Вес ротора воспринимается верхней опорой (рис. 3-19). На валу имеется опорный диск для установки ротора и упорный диск для подъема ротора. Опоры, верхняя несущая и нижняя направляющая, устанавливаются в трехлучевых балках. Нижняя и верхняя балки соединяются стойками, связанными с корпусом РВП. На верхней балке смонтирован центральный привод, а также подъемные механизмы, необходимые для подъема ротора во время замены подшипника верхней опоры.

Привод РВП (рис. 3-20) состоит из электродвигателя, соединенного с входным валом редуктора дробевой муфтой, которая обеспечивает плавный разгон ротора во время пуска РВП; выходной вал редуктора соединен соединительным валом и муфтой с входным валом конического редуктора; выходной вал редуктора соединен при помощи расширительной муфты с валом ротора. Кожух ротора собирается из отдельных элементов. Нагрузка от корпуса РВП (кожуха, верхней и нижней крышек) передается на стойки каркаса РВП. Каркас РВП состоит из верхней и нижней трехлучевых балок и трех стоек, соединяющих эти балки.

На крышках установлены плиты радиальных уплотнений и колодки периферийных уплотнений. Радиальные и периферийные уплотнения в принципе не отличаются от уплотнений РВП-68 ТКЗ. В дополнение к радиальным и периферийным на РВП ЗиО последних выпусков устанавливаются аксиальные уплотнения, представ-

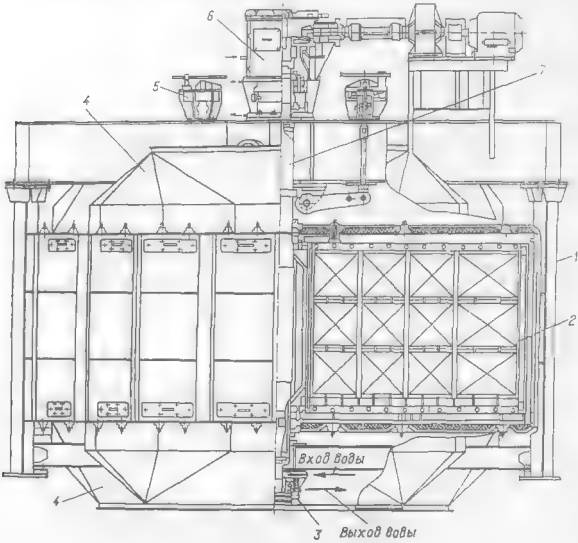


Рис. 3-18. Общий вид РВП ЗиО

1 — кожух; *2* — ротор; *3* — нижняя опора; *4* — крышки корпуса; *5* — подъемный механизм ротора; *6* — верхняя опора; *7* — вал

ляющие собой регулируемые аксиально расположенные полосы, закрепленные на кожухе в плоскости радиальных плит. Между аксиальной полосой и обшивкой ротора устанавливается такой зазор, который обеспечивает работу РВП без задевания ротора за аксиальные полосы при всех режимах работы котла.

Набивка РВП не отличается от набивки РВП ТКЗ и устанавливается, как правило, в три слоя: два «горячих» и один «холодный». Установка и замена набивки производятся сверху, в осевом направлении ротора.

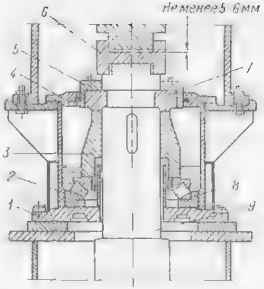


Рис. 3-19. Верхняя опора РВП 3иО

1 — корпус опоры; *2* — упорно-радиальный сферический подшипник; *3* — упорный диск; *4* — крышка опоры; *5* — обойма; *6* — крестовина; *7* — разъемное кольцо; *8* — подкладное кольцо; *9* — вал

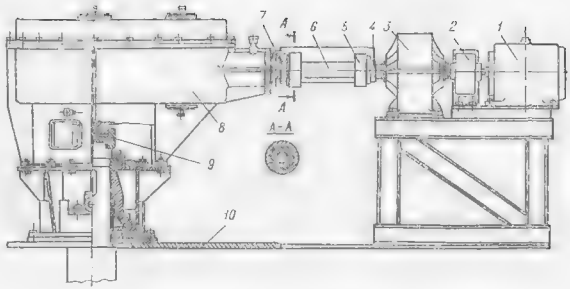


Рис. 3-20. Привод РВП 3иО

1 — электродвигатель; *2* — дисковая муфта; *3* — редуктор; *4* — ведущая втулка соединительного вала; *5* — муфта; *6* — соединительный вал; *7* — ведомая втулка соединительного вала; *8* — конический редуктор; *9* — расширительная муфта; *10* — верхняя балка каркаса воздухоподогревателя.

РВП Барнаульского котельного завода. Завод выпускает РВП с ротором диаметром 3,6 и 5,1 м. В настоящее время разрабатывается более крупный РВП. На рис. 3-21 показан общий вид РВП-5100. Корпус РВП закреплен на стойках каркаса. На этих же стойках опирается верхняя опорная балка, на которой установлена опора, воспринимающая вес ротора. Ротор состоит из трех частей — центральной со ступицей, и двух наружных, собираемых на

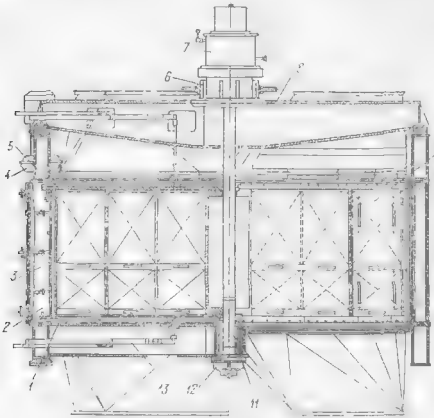


Рис. 3-21. Общий вид РВП-5100 БКЗ

1 — днище корпуса; *2* — корпус; *3* — уплотнение боковое; *4* — привод; *5* — крышка корпуса; *6* — подъемное устройство; *7* — верхняя подшипниковая опора; *8* — несущая балка; *9* — ротор; *10* — цевочный обод; *11* — вал ротора, *12* — нижняя подшипниковая опора; *13* — фиксирующее рычажное устройство торцевого уплотнения

монтаже. В верхней части обечайки ротора расположено цевочное колесо. РВП-3600 выпускается с центральным приводом. Вал изготавливается из стального проката. На РВП установлены радиальные, аксиальные и периферийные уплотнения. В отличие от РВП ТКЗ и ЗиО, на которых устанавливается четыре плиты радиальных уплотнений, на РВП БКЗ устанавливается две радиальные плиты. Каждая плита состоит из трех частей и перекрывает два диаметрально расположенных сектора ротора. Верхняя плита подвешена к трехлучевой (звездообразной) балке, а нижняя закреплена на нижней крышке. Регулировка радиальных уплотнений производится на ходу при помощи системы регулирующих

рычагов и фиксаторов. Плиты аксиальных уплотнений установлены в щитах кожуха РВП. Регулировка их производится при помощи пружинных регулировочных устройств.

В качестве периферийных уплотнений устанавливаются перегулируемые полосы

РВП Белгородского котлостроительного завода. Завод выпустил несколько РВП с горизонтальной осью вращения с диаметром ротора около 4 м. Общий вид РВП показан на рис. 3-22. Ротор ввиду небольших габаритных размеров представляет собой неразрезную конструкцию. Радиальными перегородками он разделен на восемнадцать секторов; каждый сектор разделен на две части тангенциальными перегородками. Таким образом, ротор разделен на 36 ячеек, в которые россыпью или пакетами устанавливается набивка в два слоя. Обечайка ротора круглая. По торцам ротора приварены фланцы. На холодном конце фланец является частью цевочного колеса, приваренного по всей окружности к обечайке ротора. Заподлицо с фланцами к обечайке ротора приварены перегородки аксиальных уплотнений. Ротор имеет цапфы, через которые нагрузка ротора передается на подшипниковые опоры. Корпус РВП состоит из двух частей. Нижняя часть воспринимает всю нагрузку как ротора, так и корпуса. В ней же на кронштейнах установлены две плиты радиальных и две плиты аксиальных уплотнений. Плита радиального уплотнения состоит из трех частей. Регулировка зазоров в радиальных и аксиальных уплотнениях производится при помощи шпилек с гайками и пружин.

Периферийные уплотнения представляют собой перегулируемые разрезные пластины, установленные на корпусе по окружности фланцев ротора.

Опора, установленная на горячем конце, является подвижной (для компенсации температурных расширений). На холодном конце опора неподвижна. Подшипник неподвижной опоры фиксируется заплечиком в корпусе и дистанционирующим кольцом. В опорах установлены роликовые двухрядные сферические подшипники. Смазка подшипников консистентная, охлаждение водяное.

Привод РВП — цевочный, с трапецеидальными (прямобочными) цевками. Шестерня крепится на выходном конце вала редуктора консольно. Для ввода и вывода шестерни из зацепления установлено специальное устройство с амортизатором. Амортизатор дает возможность приводу работать плавно, без ударов при тепловых расширениях ротора, при возникновении биения ротора, а также в случае неточности изготовления цевочного обода. На ТЭЦ ЦКТИ выполнена реконструкция привода. Шестерня привода закреплена на специальном валу, установленном на двух опорах. Вал шестерни соединен с выходным валом мотор-редуктора при помощи пальчиковой муфты.

На газовой стороне РВП установлены два обдувочных аппарата завода «Ильмарине». Один аппарат работает по ходу газов, другой — навстречу газовому потоку.

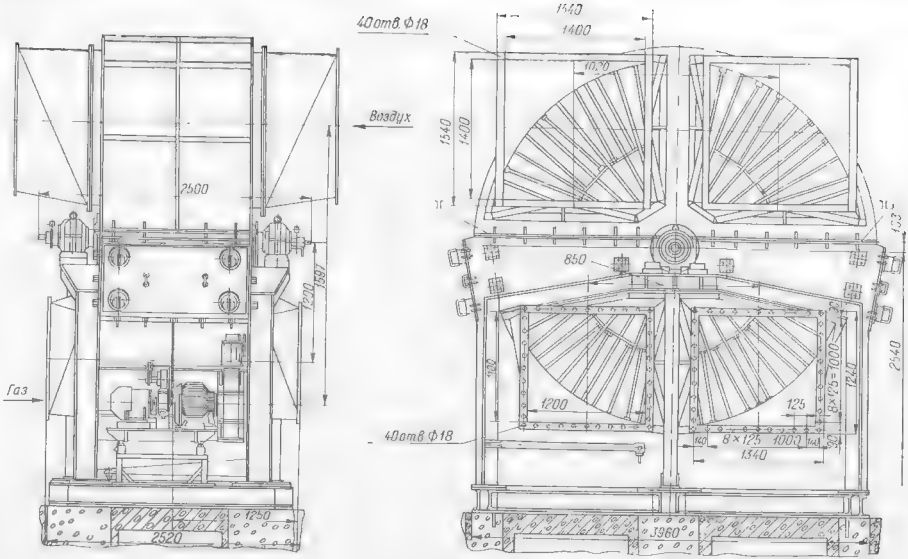


Рис. 3-22. Общий вид РВП БелКЗ

РВП фирмы «Крафтанлаген Гейдельберг». Фирма «Крафтанлаген Гейдельберг» (КАГ) является одной из старейших фирм, производящих регенеративные вращающиеся воздухоподогреватели типа «Юнгстрем». Фирма КАГ выпускает РВП с ротором диаметром до 14 м. Разрабатываются РВП еще больших размеров. Общий

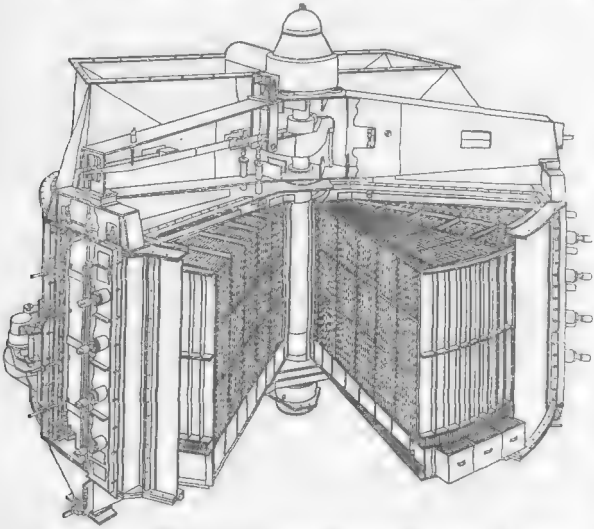


Рис. 3-23. Общий вид РВП КАГ с вертикальной осью вращения и верхним расположением опоры

вид РВП КАГ с верхним расположением опорной балки показан на рис. 3-23. С верхним расположением опорной балки выпускаются РВП с ротором диаметром до 10 м. В РВП диаметром свыше 10 м опора ротора находится в нижней опорной балке. Такой РВП показан на рис. 3-24. Ротор в зависимости от диаметра разделен на 18—24 сектора. Обечайка ротора круглая. На обечайке устанавливаются полосы аксиальных уплотнений и цевочное колесо. На радиальных перегородках уплотнительные полосы не устанавливаются. Уплотнительным элементом являются сами перегородки. Ротор разделен на транспортабельные блоки и собирается на монтажной площадке.

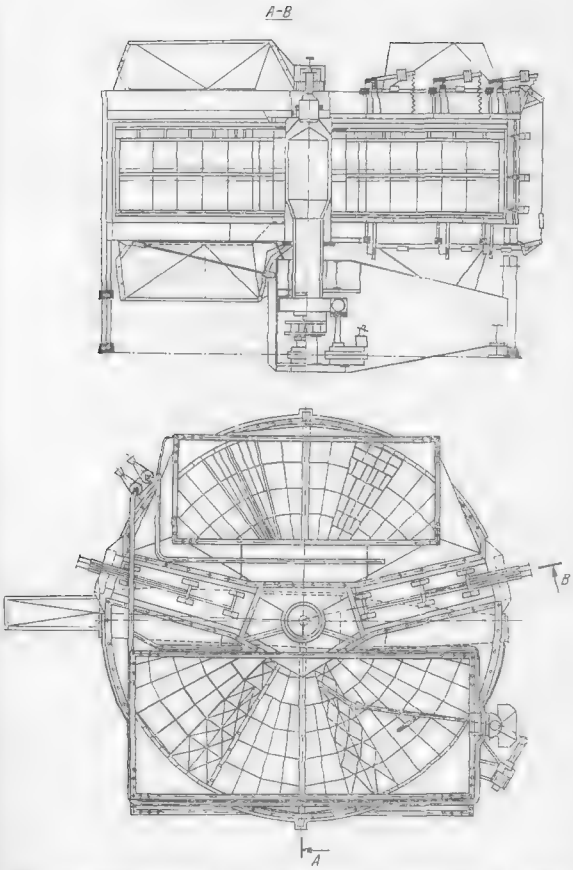


Рис. 3.24. Общий вид РВП КАГ с вертикальной осью вращения в нижнем расположении опоры

В ячейки ротора устанавливается набивка: горячие слои в виде отдельных пакетов, а холодный слой целыми секторами. Горячая набивка устанавливается сверху ротора, а холодная — сбоку, через лючки в обечайке ротора. Профиль листов горячего и холодного слоя такой же, как и в отечественных РВП. Листы набивки горячего слоя изготовляются из малоуглеродистой стали толщиной 0,5 мм, листы набивки холодного слоя—из стали с повышенной коррозионной стойкостью толщиной 1,0 мм. Установка набивки на холодном конце целыми секторами позволяет быстро произвести замену вышедшей из строя набивки или при необходимости очистить сетные РВП. Листы набивки устанавливаются в роторе тангенциально, перпендикулярно к радиальным перегородкам ротора, что является более благоприятным для обдувки.

Основным контуром уплотнений являются радиальные и аксиальные уплотнения. Радиальная плита состоит из трех или пяти частей. Всего радиальных плит две. Радиальные плиты связаны между собой аксиальными плитами и тягами. Настройка и регулировка уплотнений РВП производятся во время работы котла.

В дальнейшем при помощи специальных устройств радиальные плиты автоматически перемещаются в соответствии с деформациями ротора. Установка зазоров в аксиальных уплотнениях производится при помощи гаек и пружин.

Периферийные уплотнения представляют собой пояс, образованный подвижными пластинами вокруг механически обработанных фланцев ротора. Периферийные уплотнения выполняют роль байпасных уплотнений.

Привод РВП выполняется как цевочный (периферийный), так и центральный (ступичний). Привод может быть как с электро-, так и с гидромотором.

Опоры РВП с вертикальной осью принципиально не отличаются от описанных выше.

На рис. 3-25 показан общий вид РВП КАГ с горизонтальной осью вращения. Горизонтальные РВП нашли за рубежом широкое распространение. Они составляют более 50% общего количества РВП, выпускаемых в настоящее время. В США и Японии находятся в эксплуатации горизонтальные РВП диаметром около 17 м.

Конструктивно горизонтальные РВП отличаются от вертикальных лишь опорными устройствами.

Воздухоподогреватель фирмы «Ротемюле» с вращающимися патрубками. За последние годы широкое распространение находят регенеративные воздухоподогреватели с вращающимися патрубками фирмы «Ротемюле». Этот тип воздухоподогревателя отличается от РВП типа «Юнгстрем» тем, что набивка, находящаяся в статоре, неподвижна. Общий вид воздухоподогревателя «Ротемюле» показан на рис. 3-26. Статор при помощи специальных шарнирных опор устанавливается на каркасе (фундаментной раме) воздухоподогревателя. Радиальными и аксиальными перегородками статор разбит на ячейки, в которые устанавливаются пакеты с набивкой. По ме-

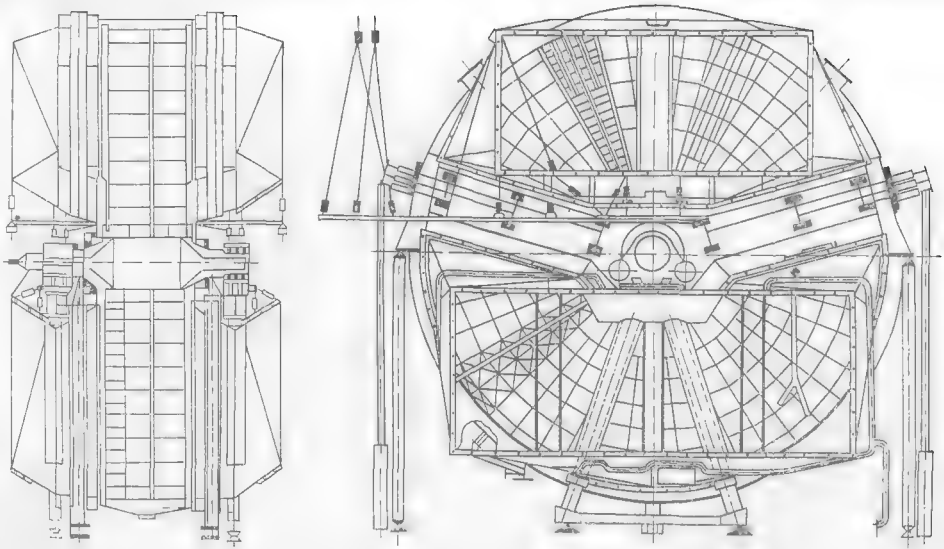


Рис. 3-25. РВП с горизонтальной осью вращения

лодном конце, наряду с металлической набивкой, могут устанавливаться керамические блоки, на которые практически не воздействует низкотемпературная коррозия.

Через центральную часть статора проходит вал, на концах которого закреплены воздушные патрубки. Опоры вала установлены

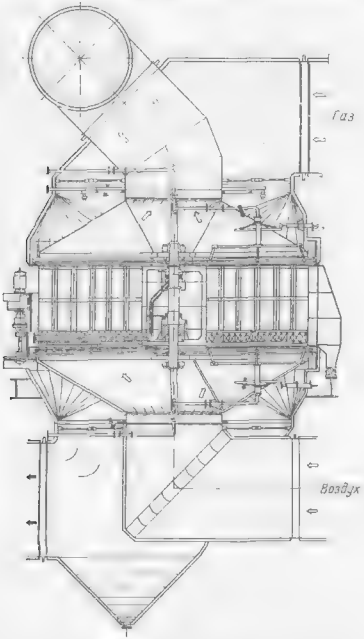


Рис. 3-26. Общий вид воздухоподогревателя «Ротемюле»

внутри статора. Роликовые подшипники: радиальные направляющие и упорные — являются разборными. Обоймы подшипников представляют собой полукольца, собираемые при монтаже. Смазка подшипников циркуляционная. Она одновременно выполняет роль системы охлаждения подшипников.

К торцам статора с обеих сторон примыкают газовые камеры, внутри которых находятся вращающиеся воздушные патрубки. Каждый воздушный патрубок имеет две симметричные секторные части по диаметру статора, что не позволяет создать раздвоенный поток воздуха, симметричное распределение температур в статоре и уменьшить число оборотов патрубка до 1 об/мин.

Вращающийся воздушный патрубок имеет два пояса уплотнения: уплотнения, примыкающие к торцевой поверхности статора, и уплотнения торловины, соединяющей вращающийся патрубок с неподвижным воздушным коробом.

Вращение воздушного патрубка осуществляется червячным приводом, установленным на периферии, на кожухе статора. Дымовые газы проходят через набивку снаружи воздушного патрубка и нагревают ее. Воздух проходит через входной патрубок, нагревается от набивки и через выходной патрубок поступает в короб горячего воздуха. Так как воздушные патрубки, расположенные строго один против другого, вращаются, то набивка, установленная в статоре, попеременно оказывается то в газовом, то в воздушном потоке и соответственно сначала забирает тепло от газов, а затем отдает его воздуху. Таким образом, по принципу действия этот воздухоподогреватель не отличается от РВП типа «Юнгстрем».

Принцип действия уплотнений воздухоподогревателя «Ротемюлер» тот же, что радиальных уплотнений РВП типа «Юнгстрем».

Для очистки воздухоподогревателя предусмотрено специальное устройство, расположенное внутри вращающегося воздушного патрубка.

К преимуществам этого типа воздухоподогревателя следует отнести: небольшую в процентном отношении массу вращающейся части; симметричность тепловых деформаций; отсутствие коробления статора благодаря большому количеству опор.

В связи с тем что масса вращающихся частей невелика, уплотнения могут работать с задеванием за статор, т. е. притираться к статору, благодаря чему в уплотнениях могут быть незначительные зазоры. Этим может компенсироваться увеличенный периметр уплотнений и поддерживаться небольшая величина присосов. С учетом сказанного воздухоподогреватель с вращающимися патрубками является перспективным.

3-2. РАБОТА УПЛОТНЕНИЙ РЕГЕНЕРАТИВНЫХ ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ

Регенеративные воздухоподогреватели первых выпусков отечественного изготовления были недостаточно надежны и экономичны в работе в основном из-за неудовлетворительной работы уплотнений: присосы в РВП достигали 30% и более. Это объясняется тем, что в СССР не было достаточного опыта изготовления и эксплуатации РВП. В то же время работают они в весьма

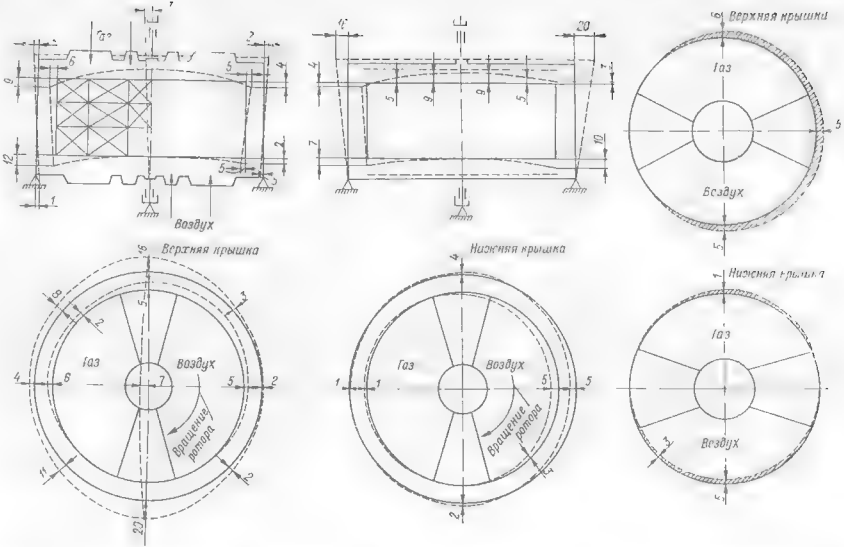


Рис 3-27. Схема температурных деформаций РВП-98М: *а* — перемещения корпуса относительно блок и ротора относительно корпуса; *б* — изменение зазоров в периферийных уплотнениях

сложных условиях. И особенно в сложных условиях работают уплотнения РВП.

В ЦКТИ были проведены исследования уплотнений РВВ-51М, РВВ-68 и РВВ-68М, ВПР-5 соответственно котлов ТГМ-84А, ТПП-110, П-50 на Ферганской ТЭЦ и Черепетской ГРЭС, а также совместно с ЗиО на стенде. Исследования показали, что на работу уплотнений оказывают влияние многие факторы.

Как известно, из-за разности температур на горячем и холодном концах ротора последний приобретает грибообразную форму. Стрела прогиба ротора подсчитывается по формуле:

$$\Delta y = 0{,}006\,\frac{R^2}{H}\,\Delta t, \qquad (3\text{-}1)$$

где R и H — соответственно радиус и высота ротора; Δt — разность температур на горячем и холодном концах ротора.

Величина прогиба ротора Δy в зависимости от температурного режима, определяемого нагрузкой котла, колеблется в пределах 3—5 мм в РВП-51М и 4—8 мм в РВВ-68 М. Для РВП диаметром 10 м прогиб ротора может достигать 15 мм, а для РВП диаметром 14 м — 30 мм.

Радиальные и осевые расширения ротора и кожуха определяются по обычной формуле линейного температурного расширения:

$$\Delta l = \alpha l\,(t - 20), \qquad (3\text{-}2)$$

где Δl — удлинения, мм; α — коэффициент линейного расширения металла, мм/(м·К); l — длина рассчитываемого участка, м; t — средняя температура металла, °С; 20 °С — температура металла в холодном состоянии.

Схема и величины температурных деформаций ротора и корпуса РВП (РВВ-98) показаны на рис. 3-27. Заштрихована зона возможного заклинивания ротора в периферийных уплотнениях в момент останова котла.

Температура обечайки ротора значительно ниже температуры перегородок (на 100—150 °С), в связи с чем в обечайке и перегородках возникают значительные термические напряжения, являющиеся основной причиной разрывов обечаек роторов и биения роторов. Величина радиального биения фланца ротора на горячем конце достигает примерно 3 мм на РВВ-51М, 6 мм на РВВ-68М, 7 мм на ВПР-5. На РВВ-68 первых выпусков радиальное биение достигало более значительных величин. Величина осевого биения фланцев ротора модернизированных РВП ТКЗ незначительна и не превышает 1—2 мм на РВВ-51М и РВВ-68М, в то же время на ВПР-5 (ротор диаметром 7 м выполнен в виде многогранника) величина вертикального биения колеблется в пределах 2—6 мм и непостоянна во времени. На РВП-98 осевые биения ротора достигают 5—6 мм, а радиальные — 8 мм.

Корпус РВП имеет температуру значительно ниже, чем температура верхней крышки. В результате термических напряжений крышка принимает форму эллипса.

На крышках РВВ-68М установлены ребра жесткости в плоскости, перпендикулярной к плоскости радиальных плит, благодаря чему крышка во время работы РВП остается круглой.

Расширение кожуха по высоте колеблется в пределах 1—3 мм на РВВ-54М и 2—6 мм на РВВ-68М. Это связано с тем, что температуры кожуха, а следовательно, и величины его расширения не одинаковы по периметру и во времени.

На РВП ЗиО корпус приварен к стойкам каркаса. Так как температура кожуха и крышек выше, чем температура каркаса РВП (стоек и оперных балок), то величина расширения корпуса (крышек и кожуха) больше величины расширения стоек и балок, в результате чего в местах соединения корпуса и каркаса возникают большие термические напряжения и в этих местах корпус расширяется на меньшую величину (как по радиусу, так и по высоте) по сравнению с незащемленными частями корпуса.

При изменении режима котла изменяется и температурный режим РВП. Это ведет к тому, что температурный режим РВП также изменяется. При этом изменяются величины расширений ротора и корпуса. Как показывает анализ опытных данных, при изменении режима котла диаметр ротора на горячей стороне может изменяться на 5—6 мм; стрелка прогиба ротора y — на 1—3 мм, величины вертикального расширения ротора и корпуса — на 2—4 мм (соответственно в РВВ-54М и РВВ-68М). Кроме того, изменяется величина радиального расширения корпуса и его эллипсность. Таким образом, величина зазоров как в радиальных, так и в периферийных уплотнениях не остается постоянной во время эксплуатации. Изменение зазоров в уплотнениях наблюдалось в течение одних суток при неизменной нагрузке котла.

При пуске (или останове) котла происходит неравномерный прогрев (или остывание) ротора, корпуса и вала РВП, что сказывается на работе уплотнений.

Во время пуска и останова котла на некоторых РВП необходимо предусмотреть зазор в радиальных уплотнениях и уплотнениях колодочного типа, расположенных в осевом направлении ротора. Так, на ВПР-5 необходим зазор 4 мм, чтобы при пуске не произошло заклинивания. Это вызвано тем, что ротор начинает прогреваться и расширяется вверх, а вал и корпус остаются еще холодными (на этом РВП опора находится вверху ротора).

На работу уплотнений РВП ТКЗ первых выпусков значительное влияние оказывают термические расширения каркаса и коробов. Это связано с тем, что нижняя, несущая опора РВП не связана конструктивно с верхней, направляющей опорой. На котлах ТПП-110 Черепетской ГРЭС верхние подшипники всех четырех РВП были установлены практически в одной 35-метровой сварной балке. Во время работы балка расширяется и уводит верхние опоры

в стороны от продольной оси котла, в то время как нижние опоры, установленные на железобетонных тумбах, остаются на месте. В дополнение к этому верхние опоры РВВ уведены каркасом РВП в сторону от котла, так как каркас РВП соединен с каркасом котла, а последний нагревается и расширяется во время работы.

Там же на корпус РВП давит газовый короб, так как он является общим на все воздухоподогреватели. Короб расширяется и через патрубки РВП перекашивает корпусы РВП. В связи с разными коэффициентами линейного расширения железобетонной тумбы и стального каркаса при изменении температуры наружного воздуха происходит изменение зазоров в радиальных уплотнениях и периферийных, установленных параллельно оси вращения ротора, так как корпус стоит на каркасе, а ротор на тумбе.

На работу уплотнений значительное влияние оказывает расположение несущей опоры и направление потока газов. На рис. 3.28 показаны схемы различных компоновок РВП.

Линейные температурные расширения ротора и кожуха и прогиб ротора соизмеримы между собой. Поэтому при рассмотрении работы уплотнений необходимо учитывать все температурные расширения с учетом компоновки РВП. При наиболее часто встречающейся компоновке, при которой горячий конец расположен в верхней части, наибольшие перемещения ротора относительно корпуса имеют место в случае расположения опорного подшипника вверху (схема *1*). При прогреве горячий конец ротора около вала останется на месте; обечайка ротора вследствие прогиба опустится на 7 мм (для РВП ЗиО диаметром 7 м). Верхняя крышка корпуса поднимается вверх на 5 мм. Таким образом, во время работы зазоры в верхних периферийных уплотнениях колодочного типа, расположенных в плоскости, параллельной оси вращения ротора, увеличиваются на 12 мм по сравнению с зазорами в холодном состоянии. То же самое произойдет и с периферийной частью радиальных уплотнений горячего конца. Если во время работы котла в этих уплотнениях выставлены минимальные зазоры (0,5—1 мм), то при останове котла ротор и корпус займут исходное положение, а колодки верхних периферийных уплотнений и периферийная часть радиальной плиты поднимутся ротором на 12 мм.

При последующем пуске котла и расширении РВП уплотнения должны занять положения, установленные при их регулировке. Таким образом, при пусках и остановах котла уплотнения горячей стороны должны перемещаться на величину относительных перемещений ротора и кожуха. Однако вследствие заноса зазоров между деталями уплотнений золовыми отложениями может произойти заклинивание движущихся частей уплотнений и их разрегулирование. Подобное явление наблюдалось при испытании воздухоподогревателей ЗиО котла ПК-47-1 при сжигании мазута.

На холодной стороне РВП при прогреве ротор и кожух сближаются около вала на величину осевого расширения ротора, а на периферии на сумму осевого расширения и прогиба ротора. При

останове котла ротор отойдет от кожуха, и в холодном состоянии между ротором и уплотнениями образуется зазор, который при растопке котла выбирается температурными расширениями ротора. Таким образом, на холодной стороне РВП уплотнения практически неподвижны и могут обеспечить необходимую плотность.

Если опорный подшипник расположен в нижней части РВП (схема *III*), то горячий конец ротора РВВ-68 в горячем состоянии около кожуха поднимется вверх на величину осевого расширения (8,5 мм). На периферии перемещение равно разности осевого перемещения и прогиба ротора. Поскольку для РВВ-68 котла ТПП-110

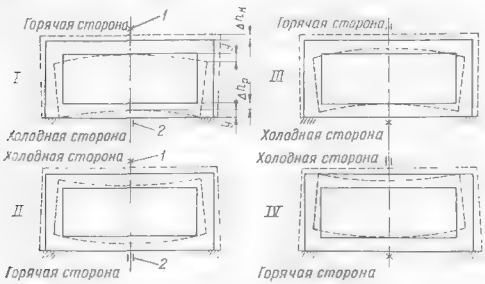


Рис. 3-28. Схема температурных деформаций РВП в зависимости от места расположения упорного подшипника и горячего конца РВП

Сплошная линия — холодное состояние; штриховая — горячее состояние; *1* — опорный подшипник; *2* — направляющий подшипник

осевое перемещение ротора больше прогиба, то на периферии ротор поднимется вверх на 3,3 мм. Верхняя крышка кожуха поднимется вверх на величину осевого расширения (7,2 мм). Таким образом, при прогреве РВП на горячей стороне около вала расстояние между корпусом и ротором сократится на 1 мм. На периферии это расстояние увеличится на 4 мм. Следовательно, при регулировке уплотнений в горячем состоянии при пусках и остановах котла положение радиальных плит около вала остается неизменным, так как при охлаждении в этом месте образуется зазор. Положение периферийных уплотнений и внешнего конца радиальных плит должно изменяться на 4,0 мм.

На холодной стороне РВП около вала относительное положение ротора и кожуха при прогреве остается неизменным. На периферии ротор и кожух сближаются на величину прогиба ротора. Это означает, что при регулировке уплотнений в горячем состоянии в последующем их положение остается неизменным, так как при осты

вании ротор отходит от корпуса. Сопоставляя эти две схемы (*I* и *III*) компоновки РВП, можно видеть, что расположение опорного подшипника на холодном конце предпочтительно, так как обеспечивает более надежную работу уплотнений горячего конца вследствие значительно меньшей величины их перемещений. Это означает, что даже в случае заклинивания деталей уплотнений образующиеся зазоры могут иметь меньшую величину, чем при расположении подшипника в верхней части, что обеспечит большую плотность РВП.

Рассматривая температурные перемещения РВП котла ТГМ-84, видим, что здесь преимущества компоновки воздухоподогревателя с опорным подшипником, расположенным на холодной стороне, еще более явны. Это следует из того, что при такой компоновке РВП перемещение уплотняющих элементов периферийных уплотнений и внешнего конца радиальных плит составляет 2,5 мм, что находится в пределах точности величины устанавливаемого зазора между уплотнениями и ротором, т. е. при работе котла во время его пусков и остановов не потребуется дополнительных подрегулировок уплотнений, так как последние остаются практически неподвижными при всех режимах работы котла. В случае же расположения опорного подшипника на горячем конце при пуске и останове котла перемещение уплотняющих элементов периферийных уплотнений и внешнего конца радиальных плит составляет 7,5 мм, что может нарушить герметичность уплотнений. При увеличении диаметра ротора работа уплотнений осложняется в еще большей степени.

Схемы компоновки РВП с расположением холодного конца в верхней части неблагоприятны при сжигании высокосернистых топлив, так как образующиеся на набивке холодной стороны сернокислотные соединения могут распространяться на нижележащую поверхность нагрева, усиливая ее коррозию. Однако такие компоновки РВП встречаются в котлостроении.

При размещении холодного конца РВП и опорного подшипника в верхней части (схема *II*) расстояние между ротором и корпусом на холодном конце около вала при прогреве РВП увеличится на величину осевого перемещения кожуха. На периферии расстояние между ротором и корпусом изменится на разность осевого расширения кожуха и прогиба ротора. На горячем конце около вала расстояние между кожухом и ротором сократится на величину осевого расширения ротора. На периферии это расстояние сократится на разность прогиба ротора и его осевого расширения. Следовательно, уплотнения горячей стороны при работе котла остаются практически неподвижными.

Если опорный подшипник расположен внизу (схема *IV*), то на холодном конце расстояние между ротором и корпусом около вала изменится на разность осевых расширений ротора и кожуха, а на периферии на разность прогиба ротора и расширения корпуса, т. е. уплотнения холодной стороны останутся неподвижными. На

горячем конце расстояние между ротором и кожухом около вала останется неизменным, а на периферии увеличится на величину прогиба ротора. Для воздухоподогревателя котла ТГМ-84 при расположении опорного подшипника вверху перемещение уплотнений холодной стороны около вала должно составлять 4 мм, а на периферии уплотнения остаются практически неподвижными, так как расстояние между ротором и кожухом увеличивается менее чем на 1 мм. При этой схеме уплотнения горячей стороны остаются неподвижными, так как расстояние между ротором и кожухом сокращается. При размещении опорного подшипника внизу уплотнения холодного конца остаются неподвижными, так как расстояние между ротором и кожухом сокращается около вала и на периферии. *Уплотнения горячего конца около вала также неподвижны, а на* периферии должны перемещаться на 3—4 мм.

Таким образом, рассматривая все четыре компоновки РВП с периферийными уплотнениями колодочного типа, примыкающими к торцевым плоскостям ротора, можно сделать вывод о том, что надежная работа уплотнений такого типа может быть обеспечена на РВП, имеющих диаметр ротора не более 5,0—5,5 м, с размещением горячей стороны вверху, а опорного подшипника внизу. У таких РВП уплотнения после регулировки практически оставались неподвижными при изменениях режима работы котла, пусках и остановах. *При других схемах РВП, а также у РВП с большим диаметром* ротора (7,0 м и более) должна быть обеспечена подвижность колодок уплотнений. При сжигании твердого и жидкого топлива возможно забивание зазоров между движущимися частями уплотнений золовыми отложениями, вследствие чего возможно заедание колодок, которое приводит к повышению присоса воздуха через образовавшиеся зазоры между фланцами ротора и колодками уплотнений либо к заклиниванию ротора. Поэтому для РВП больших диаметров должна быть разработана другая система уплотнений. Принципиально более правильной является конструкция уплотнений с примыканием уплотняющих элементов по радиусу с внешней стороны обечайки ротора, так как радиальные расширения ротора имеют большую величину, чем радиальные расширения кожуха, поэтому при остановах котла ротор будет отходить от уплотнений с образованием некоторого зазора, который при последующих пусках будет выбираться термическими расширениями.

Для РВП с уплотнениями колодочного типа ЗиО, установленными параллельно оси вращения ротора, ЦКТИ рекомендует при номинальной нагрузке котла оптимальные эксплуатационные зазоры во всех уплотнениях. При таких зазорах не происходит заедания ротора за уплотнения при всех режимах котла, включая пуск и останов котла. Для РВВ-51М котла ТГМ-84 оптимальные зазоры составляют: на холодном конце 1—2 мм в радиальных и *периферийных уплотнениях, на горячем конце 4—5 мм в периферий*ных уплотнениях, в радиальных уплотнениях на периферии 4—5 мм, у вала 1—2 мм. Присосы при таких зазорах составляют 10—14%

при длительной эксплуатации и работе котла на газе и мазуте. При минимальных зазорах в уплотнениях присосы составляют 8—10%.

При оптимальных эксплуатационных зазорах в РВВ-68М и РВП-68 (бескаркасные) присосы составляют 14—18%. Повышенные присосы в этих РВП объясняются неправильной их эксплуатацией. В РВП-98 оптимальные зазоры следующие: в радиальных уплотнениях на холодном конце (внизу) 1—2 мм, на горячем конце 10—12 мм на периферии и 2—3 мм у вала. В периферийных и аксиальных уплотнениях оптимальные зазоры составляют 3—5 мм. При таких зазорах присосы находятся в пределах 14—18%. В то же время на ряде электростанций присосы в этих РВП несколько больше указанных. Это объясняется более сложной системой уплотнений, требующей повышенного внимания обслуживающего персонала. Кроме того, так как радиальные и периферийные уплотнения представляют собой жесткую конструкцию без амортизации, в ряде случаев, например при останове ротора РВП на работающем котле, происходит заклинивание ротора в уплотнениях, что заставляет эксплуатационный персонал поддерживать в уплотнениях большие, не оптимальные зазоры.

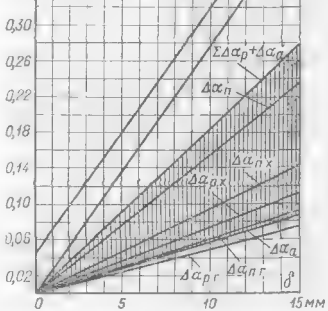


Рис. 3-20. Перетечки воздуха в уплотнениях

$\Delta\alpha_0$ — общие перетечки (присосы) воздуха в РВП; $\Delta\alpha_у$ — суммарные перетечки воздуха через все уплотнения (без учета аксиальных); $\Sigma\Delta\alpha_р + \Delta\alpha_а$ — перетечки воздуха через радиальные и аксиальные уплотнения (здесь принято условно, что периферийных уплотнений нет); $\Delta\alpha_{р.г}$ и $\Delta\alpha_{р.х}$ — перетечки воздуха через радиальные уплотнения на горячей и холодной сторонах; $\Delta\alpha_{п.г}$ и $\Delta\alpha_{п.х}$ — перетечки воздуха через периферийные уплотнения на горячей и холодной сторонах; $\Delta\alpha_п$ и $\Delta\alpha_а$ — перетечки воздуха через периферийные и аксиальные уплотнения

С целью оценки эффективности радиальных и периферийных уплотнений ЦКТИ и ЗиО выполнили исследования уплотнений на стенде и в промышленных условиях на РВВ-54М котла ТГМ-84 Ферганской ТЭЦ. Расход воздуха через уплотнения

$$V = \mu F \sqrt{\frac{2\Delta P}{\gamma}\,\frac{\gamma}{\gamma_0}}\,, \qquad (3\text{-}3)$$

где F – живое сечение для прохода воздуха через уплотнения, м²; ΔP – перепад статических давлений между воздушной и газовой сторонами, Па; γ и γ_0 — фактическая плотность воздуха и плотность при нормальных условиях, кг/м³; μ – коэффициент расхода.

Коэффициент расхода для радиальных уплотнений ($\mu_{р\ у}$) принят равным 0,8. Через периферийные уплотнения воздух проходит дважды: на воздушной и газовой сторонах.

Поэтому с учетом последовательного расположения уплотнений коэффициент расхода для периферийных уплотнений меньше в 1,2 раза коэффициента расхода для радиальных уплотнений, т. е. $\mu_{п\ у}$ = 0,565. При этом предполагается, что сечение периферийных уплотнений на воздушной и газовой сторонах равны. Значение $\mu_{п\ у}$ для периферийных уплотнений совпадает с опытными данными. Для радиальных уплотнений опытное значение μ несколько ниже указанного. Принятое несколько большее значение μ для сечения в радиальном уплотнении позволяет учесть трудно определимые перетечки воздуха через щели между плитой радиального уплотнения и направляющими уголками.

На рис. 3-29 приведены графики перетечек воздуха через радиальные и периферийные уплотнения горячего и холодного концов РВВ-54М котла ТГМ-84 в зависимости от зазоров. Для аксиальных уплотнений коэффициент расхода принят так же, как и для радиальных, равным $\mu_а$ = 0,8. Заштрихованная площадка показывает эффективность аксиальных уплотнений по сравнению с периферийными. Так как периферийные уплотнения имеются на всех РВП, эффективность аксиальных будет ниже приведенной на рисунке. Зная зазоры в уплотнениях, по графику на рис. 3-29 можно легко определить присосы в уплотнениях.

Для указанных выше оптимальных зазоров в уплотнениях РВВ-54М котла ТГМ-84 средний зазор в радиальных и периферийных уплотнениях холодного конца с учетом биения ротора составляет 2 мм, присосы при этом составляют $\Delta\alpha_{р\ х}$ = 0,015, $\Delta\alpha_{п\ х}$ = 0,02; средний зазор в периферийных уплотнениях горячего конца с учетом биения ротора равен 5 мм, присосы при этом составляют 0,03; средний зазор в радиальных уплотнениях 3 мм и присосы соответственно 0,015, перенос с вращающимся ротором составляет 0,045. Общие присосы в РВП составляют 0,125. При испытаниях средняя величина присосов составляет 0,12.

Графики, построенные по типу графиков на рис. 3-29, для РВП с диаметром ротора до 10 м различных котлов весьма удобны при анализе работы уплотнений и проверены практикой.

3-3. ТЕПЛООБМЕН И ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ РВП

Общие положения. Рассмотрим усредненные величины температур газа, воздуха и металла набивки для газовой и воздушной сред. Напишем уравнения теплообмена:

$$Q_г = \alpha_1 H_г (t_г - t_н^г) \text{ и } Q_в = \alpha_2 H_в (t_н^в - t_в), \qquad (3\text{-}4)$$

где $Q_г$ и $Q_в$ — количество тепла, отданное газом и воспринятое воздухом, Вт ч; α_1 и α_2 — коэффициенты теплоотдачи от газов к поверхности нагрева и от поверхности нагрева к воздуху, Вт/(м²·К), $H_г$ и $H_в$ — соответственно поверхности нагрева, омываемые газами и воздухом, м²; $t_г$ и $t_в$ — средняя температура газов и воздуха, С; $t_н^г$ и $t_н^в$ — средняя температура поверхности нагрева на газовой и воздушной сторонах, °С.

При установившемся состоянии $Q_г$ и $Q_в$ равны между собой (если пренебречь потерями тепла в окружающую среду), поэтому, приравнивая правые части уравнений и производя преобразования, получаем

$$Q = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 H_г} + \frac{1}{\alpha_2 H_в}} \left[t_г - t_в - (t_н^г - t_н^в) \right] = \frac{H(t_г - t_в - \Delta t_н)}{\frac{1}{\alpha_1 x_1} + \frac{1}{\alpha_2 x_2}}, \quad (3\text{-}5)$$

где $x_1 = H_г/H$; $x_2 = H_в/H$ — доли поверхности нагрева, находящиеся на газовой и воздушной сторонах; $\Delta t_н = t_н^г - t_н^в$ — разность средних температур поверхности нагрева на газовой и воздушной сторонах, °С.

Сравнивая (3-5) с уравнением теплопередачи $Q = kH\Delta t$, получим:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 x_1} + \frac{1}{\alpha_2 x_2}} \left(1 - \frac{\Delta t_н}{t_г - t_в} \right). \quad (3\text{-}6)$$

Здесь k — коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К); H — поверхность нагрева, м²; Δt — среднелогарифмический температурный напор, °С.

Если назвать идеальным такой РВП, в котором $\Delta t_н = 0$, то

$$k_{ид} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 x_1} + \frac{1}{\alpha_2 x_2}}$$

или

$$k = k_{ид} \left(1 - \frac{\Delta t_н}{t_г - t_в} \right) = \Pi k_{ид}. \quad (3\text{-}7)$$

Таким образом, для того чтобы определить коэффициент теплопередачи в РВП, необходимо знать коэффициент теплоотдачи от газов к поверхности нагрева α_1 и от поверхности нагрева к воздуху α_2 и коэффициент нестационарности Π, учитывающий снижение температурного напора в воздухоподогревателе вследствие разных значений средних величин температуры поверхности на газовой и воздушной сторонах.

Указанный анализ показывает, что коэффициенты теплоотдачи могут быть определены в стационарных (лабораторных) условиях, а влияние вращения определяется поправкой Π — коэффи-

циентом нестационарности процесса. Влияние нестационарности в РВП сказывается на величине суммарного температурного напора в теплообменнике. Это связано с тем, что при вращении ротора изменения температуры металла набивки на газовой и воздушной сторонах за цикл имеют разный характер (рис. 3-30).

Средняя температура металла на газовой стороне несколько выше, чем на воздушной, поэтому фактический температурный напор оказывается ниже расчетного.

При определенных условиях тепловая эффективность РВП достигает максимального значения, приближаясь к эффективности эквивалентного рекуперативного теплообменника. Ниже приводится метод расчета поправки $П$, учитывающий переменность по-

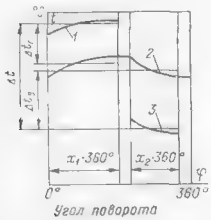


Рис. 3-30. Температура дымовых газов, набивки и воздуха в зависимости от угла поворота ротора

1 — дымовые газы; 2 — набивка; 3 — воздух

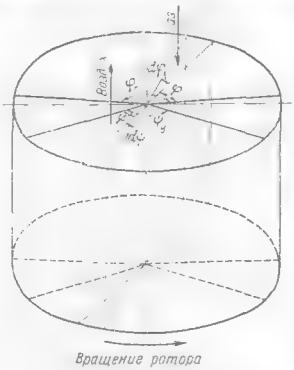


Рис. 3-31. Элементарный сектор принятой расчетной схемы

лей температур газа, воздуха и металла набивки. Рассмотрим элементарный сектор ротора с высотой, равной высоте набивки (рис. 3-31). Принимаем, что теплопроводность металла по толщине листа набивки (перпендикулярно потоку) и в направлении, параллельном потоку, $\lambda_м \to \infty$ и температуры металла и среды в радиальном направлении постоянны.

Уравнение теплового баланса этого сектора, расположенного на газовой стороне РВП, для отрезка времени $d\tau$, за которое ротор повернется на угол $d\varphi$, имеет следующий вид:

$$dQ = \frac{H}{2\pi} d\varphi \frac{\delta}{2} c\gamma \, dt^{г}_{н},$$

где H — двусторонняя поверхность нагрева, м²; δ — толщина листов набивки, м; $c\gamma$ — объемная теплоемкость металла набивки, кДж/(м³·К).

Количество тепла, переданное от газов к набивке,

$$dQ = \frac{H}{2\pi} d\varphi \alpha_1 (t_г - t_н^г) d\tau. \qquad (3\text{-}8)$$

Здесь $d\tau = d\varphi/(2\pi n)$, тогда $dQ = \frac{H}{2\pi} d\varphi \alpha_1 (t_г - t_н^г) \frac{d\varphi}{2\pi n}$,

где n — скорость вращения ротора, об/с.

Количество тепла, отданное газами:

$$dQ = \frac{(Vc)_г}{\varphi_г} d\varphi (t_г' - t_г'') d\tau = \frac{(Vc)_г}{\varphi_г} d\varphi (t_г' - t_г'') \frac{d\varphi}{2\pi n}, \qquad (3\text{-}9)$$

где $V_г$ — расход газа через РВП при нормальных условиях, м³/ч; φ — полный угол газовой стороны ротора, рад; $t_г'$, $t_г''$ — температура газа на входе и выходе, °С.

Принимаем линейный закон распределения температуры газа в направлении его движения. В этом случае

$$t_г = \frac{1}{2}(t_г' + t_г''), \qquad (3\text{-}10)$$

тогда

$$dQ = \frac{(Vc)_г}{\varphi_г} d\varphi (t_г' - t_г) \frac{d\varphi}{\pi n}. \qquad (3\text{-}11)$$

Из уравнений (3-10), (3-11) получим:

$$t_г = \frac{t_н^г - 2t_г' W_г / W_{г.с}}{1 + 2W_г / W_{г.с}}, \qquad (3\text{-}12)$$

где $W_г = (Vc)_г$ — водяной эквивалент газового потока; $W_{г.с} = x_1 \alpha_1 H$ — количество тепла, которое передается от газов к поверхности нагрева на газовой стороне при температурном напоре в 1° С. Из (3-12) и (3-8) определим температуру металла:

$$\left(1 + \frac{W_{г.с}}{2W_г}\right) \frac{dt_н}{t_г' - t_н^г} = \frac{\alpha_1}{\pi c \gamma \delta n} d\varphi.$$

Интегрируя в пределах от $t_н'$ до $t_н$ и от $\varphi = 0$ до φ, получим

$$\ln \frac{t_г' - t_н'}{t_г - t_н'} = -\frac{\alpha_1/(\pi c \gamma \delta n)}{1 + W_{г.с}/(2W_г)} \varphi.$$

Отсюда

$$t_н^г = t_г' - (t_г' - t_н') e^{-a_1 \varphi}, \qquad (3\text{-}13)$$

где $a_1 = \frac{\alpha_1/(\pi c \gamma \delta n)}{1 + W_{г.с}/(2W_г)}$.

Применим аналогичные рассуждения для воздушной стороны воздухоподогревателя. Окончательно имеем:

$$t_{н}^{в} = t_{в}' + (t_{н}'' + t_{в}')\, e^{-a_2\psi}, \tag{3-14}$$

где $a_2 = \dfrac{\alpha_2/(\pi c\gamma\delta n)}{1 + W_{в.с}/W_{в}}$.

Значения температуры металла на входе в газовую ($t_{н}'$) и воздушную ($t_{н}''$) части получим, исходя из граничных условий: при $\varphi = 0$ и $\psi = \psi_{в}$ $t_{н}^{в} = t_{н} = t_{н}'$.

Тогда

$$t_{н}' = \frac{t_{в}'\left(1 - e^{-a_2\psi_{в}}\right) + t_{г}'\left(1 - e^{-a_1\varphi_{г}}\right) e^{-a_2\psi_{в}}}{1 - e^{-(a_1\varphi_{г} + a_2\psi_{в})}}; \tag{3-15}$$

$$t_{н}'' = \frac{t_{г}'\left(1 - e^{-a_1\varphi_{г}}\right) + t_{в}'\left(1 - e^{-a_2\psi_{в}}\right) e^{-a_1\varphi_{г}}}{1 - e^{-(a_1\varphi_{г} + a_2\psi_{в})}}. \tag{3-16}$$

Поскольку $\varphi_{г} = x_1 2\pi$, $\psi_{в} = x_2 2\pi$, то

$$a_1\varphi_{г} = b_1 = \frac{1}{W_{н}/W_{г.с} + W_{н}/(2W_{г})},$$

где $W_{н}/(c\gamma\delta nH/2)$ — водяной эквивалент набивки.

Аналогично

$$b_2 = a_2\psi_2 = \frac{1}{W_{н}/W_{в.с} + W_{н}/(2W_{в})}.$$

Подставляя эти значения в (3-15), (3-16) и в (3-13), (3-14), получим выражения для температуры металла на газовой и воздушной сторонах в зависимости от угла поворота ротора:

$$t_{н}^{г} = t_{г}' - \left(t_{г}' - t_{в}'\right) \frac{1 - e^{-b_2}}{1 - e^{-(b_1 + b_2)}}\, e^{-a_1\varphi}; \tag{3-17}$$

$$t_{н}^{в} = t_{в}' + \left(t_{г}' - t_{в}'\right) \frac{1 - e^{-b_1}}{1 - e^{-(b_1 + b_2)}}\, e^{-a_2\psi}. \tag{3-18}$$

Средние температуры металла на газовой и воздушной сторонах:

$$\bar{t}_{н}^{г} = \frac{1}{\varphi_{г}} \int_0^{\varphi_{г}} t_{н}^{г}\, d\varphi; \qquad t_{н}^{в} = \frac{1}{\psi_{в}} \int_0^{\varphi_{в}} t_{н}^{в}\, d\psi. \tag{3-19}$$

После интегрирования получим:

$$\left.\begin{aligned} t_{н}^{г} &= t_{г}' - \left(t_{г}' - t_{в}'\right) \frac{A}{b_1}; \\ \bar{t}_{н}^{в} &= t_{в}' - \left(t_{г}' - t_{в}'\right) \frac{A}{b_2}; \end{aligned}\right\}, \tag{3-20}$$

где $A = \dfrac{(1 - e^{-b_1})(1 - e^{-b_2})}{1 - e^{-(b_1 + b_2)}}$.

Таким образом, разность средних температур металла на газовой и воздушной сторонах

$$\Delta t_{н} = \bar{t}_{н}^{г} - \bar{t}_{н}^{в} = (t_{г}' - t_{в}') \left[1 - A \left(\frac{1}{b_1} + \frac{1}{b_2} \right) \right]. \qquad (3\text{-}21)$$

Средняя температура газов в воздухоподогревателе:

$$\bar{t}_{г} = \frac{1}{\varphi_{г}} \int_{0}^{\varphi_{г}} \frac{t_{н}^{г} + \frac{2W_{г}}{W_{г.с}} t_{г}'}{1 + \frac{2W_{г}}{W_{г.с}}} d\varphi.$$

Подставив значение $t_{н}^{г}$ из (3-20) и произведя интегрирование и преобразование, получим:

$$\bar{t}_{г} = t_{г}' - (t_{г}' - t_{в}') A \frac{W_{н}}{2W_{г}}. \qquad (3\text{-}22)$$

Таким же образом получим выражение для средней температуры воздуха

$$\bar{t}_{в} = t_{в}' - (t_{г}' - t_{в}') A \frac{W_{н}}{2W_{в}}. \qquad (3\text{-}23)$$

Из уравнений (3-22) и (3-23) получаем:

$$\bar{t}_{г} - \bar{t}_{в} = (t_{г}' - t_{в}') \left[1 - A \left(\frac{W_{н}}{2W_{г}} + \frac{W_{н}}{2W_{в}} \right) \right]. \qquad (3\text{-}24)$$

Из уравнений (3-21), (3-23) и (3-24) получим выражение для коэффициента нестационарности:

$$П = 1 - \frac{\Delta t_{н}}{\bar{t}_{г} - \bar{t}_{в}} = \frac{\frac{W_{н}}{W_{г.с}} + \frac{W_{н}}{W_{в.с}}}{\frac{1}{A} - \left(\frac{W_{н}}{2W_{г}} + \frac{W_{н}}{2W_{в}} \right)} \qquad (3\text{-}25)$$

или

$$П = \frac{\frac{W_{н}}{W_{г.с}} + \frac{W_{н}}{W_{в.с}}}{\frac{1 - e^{-(b_1 + b_2)}}{(1 - e^{-b_1})(1 - e^{-b_2})} - \left(\frac{W_{н}}{2W_{г}} + \frac{W_{н}}{2W_{в}} \right)}. \qquad (3\text{-}26)$$

При уравновешенной тяге для РВП с интенсифицированной набивкой в диапазоне скоростей вращения ротора n 1,5 ÷ 3,0 об/мин, $W_{н}/W_{г.с}$ 0,7 ÷ 1,8, $W_{н}/W_{в.с}$ 1,2 ÷ 2,6. Для данного диапазона скоростей вращения при сжигании АШ (высокий подогрев воздуха) и при температуре уходящих газов 120° С $W_{н}/(2W_{г})$ = 4,0 ÷ 8,0; $W_{н}/(2W_{в})$ 4,8 ÷ 9,6; при сжигании мазута и температуре уходящих газов 150 С $W_{н}/(2W_{г})$ =

$1{,}9 \div 3{,}8$; $W_н/(2W_в) = 2{,}4 \div 4{,}8$. Соотношение между $W_г$ и $W_в$ и между $W_{г.с}$ и $W_{в.с}$ для котлов с уравновешенной тягой составляет примерно следующие величины: $W_г/W_в = 1{,}2 \div 1{,}3$; $W_{г.с}/W_{в.с} = 1{,}4 \div 1{,}7$.

Для воздухоподогревателей котлов, работающих под наддувом, водяные эквиваленты газового и воздушного потоков выравниваются, а также сближаются величины $W_{г.с}$ и $W_{в.с}$, так как в этом случае доли поверхности нагрева на газовой и воздушной сторонах примерно равны между собой. Если принять $W_г \sim W_в$ и $W_{г.с} \sim W_{в.с}$, т. е. $W_н/W_г = W_н/W_в = W_н/W_{ср}$ и $W_н/W_{г.с} = W_н/W_{в.с} = W_н/W_{п.н}$, то формула существенно упростится и станет более удобной для анализа:

$$П = \frac{2\dfrac{W_н}{W_{п.н}}}{\dfrac{1+e^{-b}}{1-e^{-b}} - 2\dfrac{W_н}{2W_{ср}}}, \qquad (3\text{-}27)$$

где

$$b = \frac{1}{\dfrac{W_н}{W_{п.н}} + \dfrac{W_н}{2W_{ср}}}. \qquad (3\text{-}28)$$

На рис. 3-32 показана зависимость коэффициента $П$ от параметров $W_н/W_{п.н}$ и $W_н/(W_{ср})$, рассчитанная по формуле (3-27). Из графика видно, что величина $П$ возрастает при увеличении параметров $W_н/W_{п.н}$ и $W_н/(2W_{ср})$. Так как $W_н/W_{п.н} = c\gamma\delta nH/(2\alpha xH)$ и $W_н/(2W_{ср}) = c\gamma\delta nH/[4(Vc)_{ср}]$, для сохранения высокого значения коэффициента нестационарности при применении более эффективных набивок следует повышать скорости вращения ротора в связи с увеличением коэффициента теплоотдачи и уменьшением поверхности нагрева, которые приводят к увеличению $W_н/W_{п.н}$ и $W_н/(2W_{ср})$. Снижение скорости вращения ротора возможно при уменьшении скорости среды (увеличение диаметра ротора), при увеличении толщины листов набивки, при увеличении параметра $W_н/(2W_{ср})$. Приведенный анализ показывает, что для заданных условий работы воздухоподогревателя (температуры газа и воздуха, оптимальные скорости среды, профиль и толщина листов набивки) *основным фактором, определяющим величину коэффициента* нестационарности, является скорость вращения ротора. На рис. 3-33 показаны зависимости подсчитанных по формуле (3-26) коэффициентов нестационарности воздухоподогревателей котельных агрегатов, работающих на АШ и мазуте, от числа оборотов ротора. Расчеты приведены для горячей стороны воздухоподогревателей с интенсифицированной набивкой котла ТПП-110 производительностью 950 т/ч при сжигании АШ и котла ТГМ-84А производительностью 420 т/ч при сжигании мазута. Конструктивные характеристики и основные условия работы воздухоподогревателей

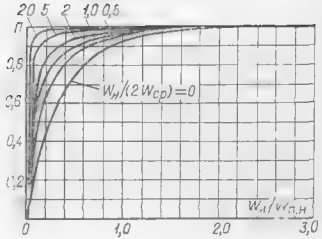


Рис. 3-32. Коэффициент нестационарности в зависимости от конструктивных и режимных факторов

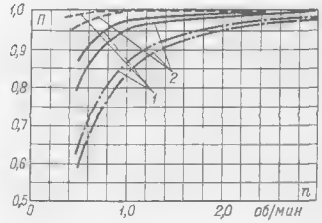


Рис. 3-33. Коэффициент нестационарности в зависимости от скорости вращения ротора

1 — котел ТПП-110, АШ; *2* — котел ТГМ-84А; мазут; сплошные линии — по формуле (3-26); штриховые — по формуле В. М. Дацковского [49]; штрихпунктирные — по формуле С. С. Кутателадзе [49]

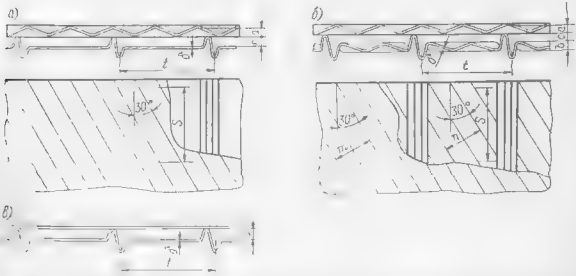


Рис. 3-34. Профили набивок, применяемых в отечественных РВП: *а* — набивка горячей части с плоским дистанционирующим листом; *б* — набивка горячей части с волнистым дистанционирующим листом; *в* — набивка холодной части

(температуры и скорости газов и воздуха) взяты из тепловых расчетов ТКЗ. График показывает, что при сжигании мазута резкое снижение коэффициента $П$ наблюдается при скорости вращения ротора $n < 1{,}5$ об/мин. При $n = 1{,}5$ об/мин $П = 0{,}98$ и с увеличением числа оборотов ротора асимптотически приближается к единице. При сжигании АШ коэффициент нестационарности несколько выше, чем при сжигании мазута. Таким образом, для обеспечения достаточно высокого значения коэффициента нестационарности и унификации приводов роторов воздухоподогревателей достаточно обеспечить скорость вращения ротора $n > 1{,}5$ об/мин при использовании всех видов топлива. Сравнение расчетного и опытного значения поправки $П$ дает их хорошее согласование.

Исследование теплотехнических характеристик набивок РВП. Теплотехнические характеристики набивок РВП могут быть определены в лабораторных условиях на неподвижных моделях. Влияние вращения, как отмечено выше, учитывается поправкой $П$. Ниже приводятся результаты экспериментального исследования различных типов набивок РВП.

Теплообмен в пластинчатых щелевых набивках с гладкими и волнистыми дистанционирующими листами (рис. 3-34) определяется по следующей формуле:

$$\frac{Nu}{Nu_0} = C_н, \tag{3-29}$$

где $Nu_0 = 0{,}023\,Re^{0,8}\,Pr^{0,4}\,C_e C_ф$ — число Нуссельта для гладкого канала, C_e — поправка на относительную длину канала; $C_ф$ — поправка на температурный фактор; $C_н$ — коэффициент, зависящий от геометрии канала набивки;

при $0{,}03 \leqslant K_н > 0{,}16$

$$C_н = 4{,}44\,K_н + 0{,}89, \tag{3-30}$$

при $K_н > 0{,}16$

$$C_н = 1{,}6; \tag{3-30а}$$

$K_н = a + b/s$ — геометрический параметр набивки; $a + b$ — суммарная высота волны; s — средний шаг волны по направлению потока; $s = m$ для набивки с волнистым дистанционирующим листом; $s = m/2$ — для набивки с гладким дистанционирующим листом.

Физические постоянные отнесены к средней температуре потока теплоносителя. Тепловой поток отнесен к полной поверхности. Формула (3-29) справедлива в диапазоне

$$1{,}2 \cdot 10^3 \leqslant Re \leqslant 10^4.$$

По этой формуле построена номограмма (рис. 3-35), с помощью которой может быть определен коэффициент теплоотдачи конвекцией $\alpha_к$ в зависимости от режимных и геометрических параметров набивки. Число Рейнольдса по значениям эквивалентного

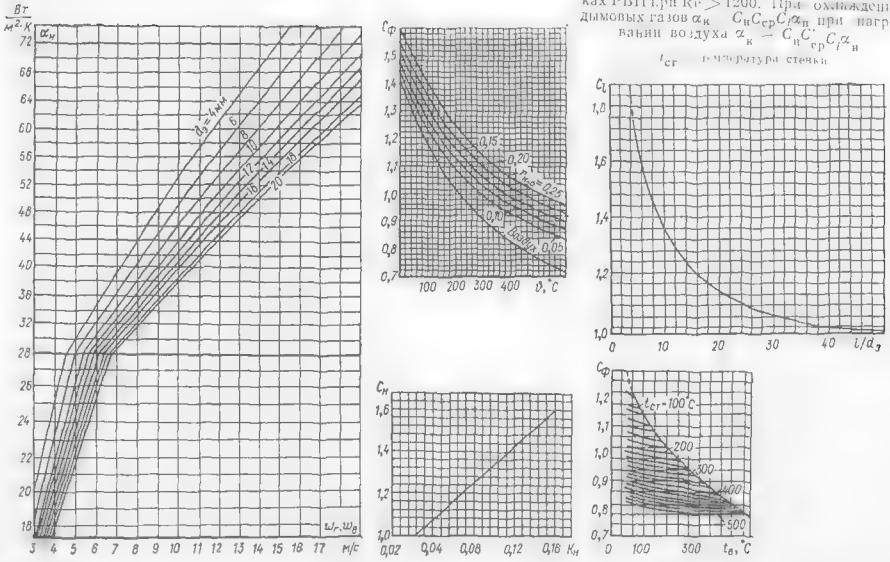


Рис. 3-35. Графики для определения коэффициента теплоотдачи в щелевых набивках РВП при Re > 1200. При охлаждении дымовых газов $\alpha_к = C_н C_{ср} C_l \alpha_н$ при нагревании воздуха $\alpha_к = C_н C_{ср} C_l \alpha_н$

$t_{ст}$ — температура стенки

диаметра, скорости и температуры определяется по номограмме на рис. 3-36.

Изменение c в диапазоне 1 мм $\leqslant c < 4$ мм практически не влияет на теплообмен.

Формула (3-29) позволяет учесть технологические отступления при получении волнистой шероховатости на дистанционирующем и волнистом листах.

Для обычной интенсифицированной набивки (набивка с волнистым дистанционирующим листом — см. рис. 3-34) формула (3-29) принимает вид:

$$\frac{\mathrm{Nu}}{\mathrm{Nu}_0} = 1{,}6. \qquad (3\text{-}31)$$

Связь между теплообменом и сопротивлением для рассматриваемых набивок определяется следующим соотношением, полученным на основании аналогии Рейнольдса:

$$\mathrm{Nu} = \frac{\left(1 + \frac{1{,}75}{\mathrm{Pr} + 8}\right)\mathrm{Re}\,\mathrm{Pr}}{\sqrt{\frac{8}{\lambda}}}\left\{\sqrt{n}\,5\ln(5\,\mathrm{Pr} + 1) + \right.$$

$$+ \left(\frac{1{,}285\sqrt{n}}{\mathrm{Pr}^{0{,}21}} - \frac{0{,}265\sqrt{n}}{\mathrm{Pr}^{1{,}2}}\right)5\,\mathrm{Pr} + \sqrt{\frac{8}{\lambda}}\left(1{,}325\sqrt{\lambda} + 1\right) \times$$

$$\times\left[1 - \left(\frac{K_{\text{в}}}{R_0}\right)^{\sqrt{\lambda}}\right] + \left.\frac{\sqrt{n}\,\frac{k}{R_0}\mathrm{Re}\sqrt{\frac{\lambda}{32}} - \frac{30}{\sqrt{n}}}{\frac{1}{\mathrm{Pr}} + 0{,}4\,\mathrm{Re}\sqrt{\frac{\lambda}{32}}\left(1 - \frac{K_{\text{н}}}{R_0}\right)\frac{K_{\text{н}}}{R_0}}\right\}^{-1}, \qquad (3\text{-}32)$$

где $n = \frac{f_{\text{гл}}}{f_{\text{ш}}}$; $f_{\text{ш}}$ — полная поверхность шероховатого канала; $f_{\text{гл}}$ — поверхность гладкого канала того же диаметра;

$$R_0 = \begin{cases} K_{\text{н}} + c & \text{— для набивки с гладким дистанционирующим листом;} \\ K_{\text{н}} + \frac{c}{2} & \text{— для интенсифицированной набивки (двусторонняя шероховатость).} \end{cases}$$

Коэффициент гидравлического сопротивления рассчитывается по следующей формуле:

$$\frac{\lambda}{\lambda_0} = 1 + 11{,}1\,K_{\text{н}}, \qquad (3\text{-}33)$$

где $\lambda_0 = 0{,}303/(\lg \mathrm{Re} - 0{,}9)^2$ — коэффициент сопротивления гладкого канала.

Формула (3-33) справедлива при $0{,}043 \leqslant K_{\text{н}} \leqslant 0{,}197$; 2,5 мм $\leqslant c \leqslant$ 3,5 мм; $1{,}2 \cdot 10^3 \leqslant \mathrm{Re} \leqslant 10^4$. При $c < 2{,}5$ мм гидравлическое сопротивление увеличивается, теплообмен практически

не изменяется, а коэффициент использования уменьшается. Таким образом, применение таких набивок неоправдано.

Для обычной интенсифицированной набивки имеем:

$$\frac{\lambda}{\lambda_0} = 2{,}9. \tag{3-34}$$

Для неинтенсифицированной набивки (набивка с гладким дистанционирующим листом) имеем:

$$\frac{\lambda}{\lambda_0} = 1{,}95. \tag{3-35}$$

По формуле (3-33) построена номограмма на рис. 3-37, позволяющая определить значения коэффициента гидравлического сопротивления в зависимости от значения параметра K и числа Re, определяемого номограммой на рис. 3-36.

Для набивки с ячеистыми элементами шероховатости (набивка ЦКТИ—ТКЗ) теплообмен рассчитывается по формуле:

$$\frac{\mathrm{Nu}}{\mathrm{Nu}_0} = 1{,}302\,\frac{d_э}{D} + 1{,}378, \tag{3-36}$$

где D — размер ромбического элемента по большей диагонали.

Гидравлическое сопротивление рассчитывается по формуле:

$$\frac{\lambda}{\lambda_0} = 6{,}66\,\frac{d_э}{D} + 1{,}3. \tag{3-37}$$

Формулы (3-36) и (3-37) справедливы при $0{,}267 \leqslant d_э/D = 0{,}374$ $1{,}6 \cdot 10^3 \leqslant \mathrm{Re} \leqslant 5 \cdot 10^3$, $D = 30$ мм.

Для случая $d_э = 8{,}6$ мм величина λ может быть определена по номограмме (рис. 3-37, кривая *2*).

На рис. 3-38 показана набивка с треугольными каналами. Интенсификация теплообмена в этом случае достигается за счет смещения волнистой поверхности одной стенки и чередующихся смещений двух гладких стенок. Указанное приводит к эффекту обновления пограничного слоя и его турбулизации.

Теплообмен определяется формулой:

$$\frac{\mathrm{Nu}}{\mathrm{Nu}_0} = 1{,}992\left(\frac{L}{d_э}\right)^{-0{,}13}. \tag{3-38}$$

Гидравлическое сопротивление определяется формулой:

$$\frac{\lambda}{\lambda_0} = 4{,}47\left(\frac{L}{d_э}\right)^{-0{,}248}. \tag{3-39}$$

Формулы (3-38) и (3-39) справедливы для значений: $\delta = 2$ мм;

$$3{,}5 \leqslant \frac{L}{d_э} \leqslant 40; \quad 1{,}6 \cdot 10^3 \leqslant \mathrm{Re} \leqslant 10^4.$$

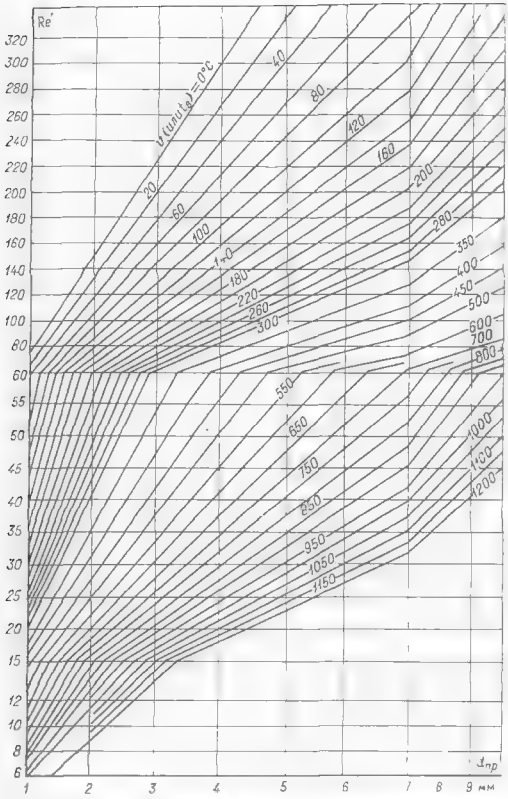


Рис 3-36. Число Рейнольдса для потока газов и воздуха в РВП

$Re = Re' \cdot 10^n$, $d_{пр} = \frac{d}{10^n}$

Для значений $L = 50$ мм, $d_э = 6{,}7$ мм, $\delta = 2$ мм на номограмме (рис. 3-37) по формуле (3-39) построена кривая *1*.

Расчет теплообмена и гидравлического сопротивления в прямых каналах чистой керамической и эмалированной набивки производится по формулам для гладкой трубы с несколько измененными из-за влияния технологической шероховатости коэффициентами пропорциональности $C_н$.

Теплообмен рассчитывается по формуле (3-29), где $C_н = 0{,}9$ для металлической, эмалированной и керамической набивок. Поправки C_l и $C_ф$ определяются по номограмме I рис. 3-35.

Гидравлическое сопротивление рассчитывается по формуле:

$$\lambda = \frac{B}{(\lg \mathrm{Re} - 0{,}9)^2} C_l, \qquad (3\text{-}40)$$

где C_l определяется по номограмме на рис. 3-35. Для металлической неэмалированной и эмалированной набивок $B = 0{,}303$. Для керамической набивки $B = 0{,}335$.

Расчет теплообмена и гидравлического сопротивления эмалированной набивки с волнистыми листами производится так же, как и для набивки, показанной на рис. 3-35.

Коэффициенты использования ψ, связанные с загрязнением поверхностей теплообмена РВП, с присосами воздуха и с другими факторами, снижающими теплообмен, могут быть получены только после проведения промышленных исследований с конкретными набивками при использовании различных топлив.

В настоящее время по данным промышленных испытаний РВП с обычными пластинчатыми набивками (набивка с гладким дистанционирующим листом, набивка с волнистым дистанционирующим листом) при сжигании угля и мазута принимается коэффициент использования $\psi = 0{,}8 \div 0{,}9$ (меньшее значение при присосах воздуха в РВП $\Delta\alpha = 0{,}2 \div 0{,}25$, большее — при $\Delta\alpha = 0{,}15$); при сжигании газа принимается $\psi = 0{,}9$. Поправочный коэффициент K для сопротивления при сжигании мазута принимается равным 1,1, а при сжигании газа и угля равным 1,0. Указанные коэффициенты справедливы при наличии регулярной обмывки и обдувки.

Данных о коэффициентах использования для набивки ЦКТИ ТКЗ и для набивки с треугольными каналами в настоящее время не имеется. Ориентировочно, до получения уточненных данных, можно для этих набивок принимать такие же значения коэффициентов использования, как и для обычных пластинчатых набивок.

Оптимальная форма набивки. Выбор оптимальной формы производится для условий чистых потоков. В дальнейшем указанный выбор должен корректироваться с учетом влияния загрязнения.

Энергетическое сравнение набивок с треугольными каналами, различающихся длинами смещенных участков ($L = 106$, $L = 50$; $L = 30$ мм), показывает, что при одинаковой мощности, потребной на преодоление сопротивления, для случая $L = 30 \div 50$ мм тепло-

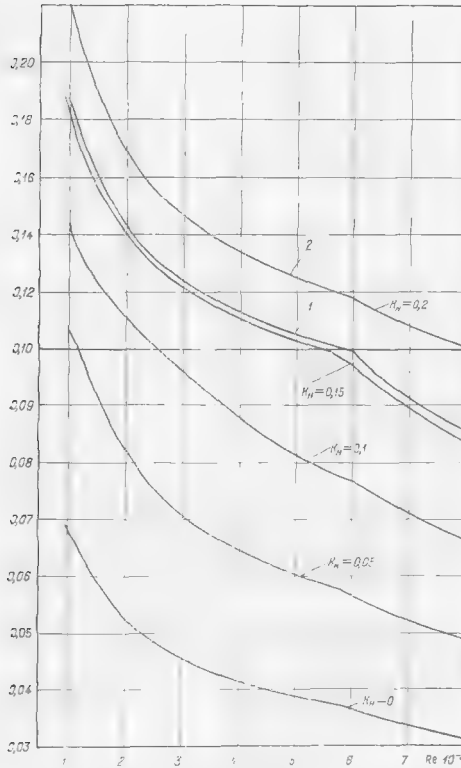


Рис. 3-37. Коэффициент гидравлического сопротивления для набивок в РВП

сьем на 8—10% выше, чем для случая $L = 106$ мм. Учитывая, что при больших значениях опасность загрязнений уменьшается, следует рекомендовать для практического использования значение $L = 50 \div 70$ мм $\left(\frac{L}{d_э} = 7{,}5 \div 10\right)$.

Рекомендуется принимать величину смещения $\delta = 2$ мм.

Анализ энергетических характеристик набивки с ячеистыми элементами шероховатости (набивка ЦКТИ—ТКЗ) показывает, что переход с $d_э = 11{,}2$ мм на $d_э = 8{,}32$ мм улучшает соотношение между теплообменом и сопротивлением. Учитывая также большую компактность такой набивки, следует рекомендовать уменьшенный эквивалентный диаметр. При $c = 2$ мм $d_э = 8{,}6$ мм. В этом случае средний действительный зазор

$$c_1 = c + \frac{b}{2} = 2 + \frac{3}{2} = 3{,}5 \text{ мм}.$$

Сравнение теплосъема с единицы поверхности набивки при равном сопротивлении для различных поверхностей показывает, что различие составляет 10—18%. Так, сравнивая различные набивки с неинтенсифицированной набивкой (набивка с гладким

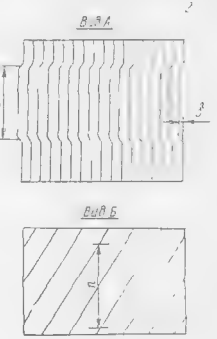


Рис. 3-38. Набивка ЗиО с треугольными каналами

1 — лист с треугольной гофрировкой, *2* — лист с волнистой гофрировкой, *a* — размер в свету, без учета толщины листа

дистанционирующим листом, $d_э = 8{,}5$ мм), получаем следующие превышения теплосъема (Q/Q_0) при равном сопротивлении:

для интенсифицированной набивки (набивка с волнистым дистанционирующим листом, $d_э = 9{,}6$ мм):

$$Q/Q_0 = 1{,}12;$$

для набивки ЦКТИ—ТКЗ ($d_э = 8{,}6$ мм):

$$Q/Q_0 = 1{,}15;$$

для набивки с треугольными каналами ($d_э = 6{,}67$ мм):

$$Q/Q_0 = 1{,}15.$$

С точки зрения компактности перспективными являются набивка из треугольных каналов и набивка ЦКТИ—ТКЗ. Эти поверх-

ности в оптимальном исполнении характеризуются также максимальным теплосъемом при сопоставимых сопротивлениях. Набивки ЦКТН—ТКЗ и набивка с треугольными каналами не прошли еще промышленного опробирования. Значения коэффициентов использования для этих поверхностей в настоящее время не уточнены. В первом приближении они принимаются такими же, как и для обычных набивок (при наличии нормальных условий очистки). Поэтому указанное сравнение не является исчерпывающим.

ГЛАВА ЧЕТВЕРТАЯ

ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛИ С ПЛОТНЫМ ДВИЖУЩИМСЯ СЛОЕМ ЗЕРНИСТОГО ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ

4-1. СХЕМЫ И КОНСТРУКЦИИ РЕГЕНЕРАТИВНЫХ ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ С ПЛОТНЫМ СЛОЕМ ЗЕРНИСТОГО ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ

Как известно, глубокое охлаждение уходящих газов при одновременном высоком подогреве воздуха является одним из важных направлений в создании высокоэкономичных теплосиловых установок. Однако при температуре уходящих газов ниже примерно 140° С на котлах, в которых сжигается сернистый мазут, имеет место интенсивная низкотемпературная коррозия и загрязнение поверхностей нагрева применяемых в настоящее время воздухоподогревателей.

Интенсификация теплообмена, а также решение вопросов о коррозии и загрязнениях могут быть достигнуты путем использования в теплообменниках движущегося твердого зернистого теплоносителя. Такая мера открывает широкие перспективы глубокого снижения температуры уходящих газов.

За последнее десятилетие как в СССР, так и за рубежом воздухоподогреватели с движущимся твердым промежуточным теплоносителем начинают применяться для подогрева воздуха, поступающего в топки паровых котлов.

Регенеративные теплообменники с движущимся твердым теплоносителем по принципу концентрации частиц в газовоздушных потоках подразделяются на три основные группы: теплообменники типа «газовзвесь» (истинная концентрация теплоносителя 0,01—0,03 м³/м³); типа «кипящий слой» (концентрация меняется в пределах 0,03—0,3 м³/м³); типа «плотный слой» (объемная концентрация движущегося слоя составляет 0,3—0,6 м³/м³).

Благодаря большей концентрации частиц в единице объема теплообменники типа «плотный слой» во многих случаях могут оказаться выгоднее аппаратов «газовзвесь» и «кипящий слой».

В теплообменниках с движущимся плотным слоем сферических частиц благодаря ранней турбуляции потока и специфическим особенностям самого слоя процесс теплоотдачи интенсифицируется в десятки раз по сравнению с процессом при трубчатых поверхностях нагрева [9]. Теоретически оптимальным вариантом теплообменников с движущимся плотным слоем зернистого теплоносителя является противоточный, позволяющий нагреть материал до максимальной или охладить греющие газы до минимальной температуры.

Современной технике присуще стремление к все большему повышению производительности единичного агрегата, что связано с пропуском через слой движущегося материала большого количества газов (или воздуха). Так как во избежание высоких гидравлических сопротивлений скорость движения газов через слой не должна превосходить некоторый весьма умеренный предел, то при необходимости пропуска большого количества газов сечение слоя в плоскости, перпендикулярной потоку газов, получается чрезмерно большим, значительно затрудняющим конструктивное оформление теплообменника, равномерное распределение в нем газов и сыпучего материала. Неравномерность распределения газового потока в слое частиц, а также неравномерность движения самих частиц в противоточных аппаратах резко снижают их тепловую эффективность [9].

Одним из перспективных видов теплообменников с плотным движущимся слоем зернистого материала являются аппараты с поперечно продуваемым вертикально и наклонно движущимся слоем [15, 16, 56]. В этом случае в отличие от противоточного слоя формируется небольшой постоянный по толщине слой, упрощается конструкция воздуховодов, подвод и отвод газа, облегчается компоновка теплообменника. Основным недостатком таких схем является уменьшение температурного напора по сравнению с напором при противотоке. Однако это в значительной степени компенсируется более интенсивным теплообменом за счет равномерного распределения газовоздушных потоков в тонком слое зернистого материала. Этот недостаток может быть сведен к минимуму при многоходовом движении газа. Подобные аппараты обладают также весьма важными для энергетических установок свойствами: минимальными перетечками воздуха в газовую часть в связи с особенностями конструкции уплотнительных узлов и сравнительно малыми аэродинамическими сопротивлениями слоя; самоочисткой движущегося твердого промежуточного теплоносителя, являющегося поверхностью нагрева: ликвидацией коррозии поверхности нагрева при применении в качестве промежуточного теплоносителя неметаллических твердых зернистых материалов; незначительным эрозионным износом элементов конструкции аппарата и самого зернистого материала в связи с малыми скоростями его движения в теплообменнике.

Воздухоподогреватели с движущимся твердым теплоносителем, выполненные по перекрестной схеме движения компонентов, являются перспективными, в первую очередь, для подогрева воздуха энергетических котельных агрегатов, сжигающих высокосернистые топлива. Они могут успешно применяться для высокотемпературного подогрева воздуха при одновременном глубоком охлаждении продуктов сгорания энергетических установок при условии компоновки воздухоподогревателя в рассечку с водяным экономайзером.

В Советском Союзе первые опытно-промышленные образцы регенеративных воздухоподогревателей с плотным движущимся слоем, выполненные по перекрестной схеме движения газ — промежуточный теплоноситель, воздух — промежуточный теплоноситель и по противоточной схеме газ — воздух, были разработаны инженером Е. И. Кашуниным и установлены с котлами паропроизводительностью 50 т/ч на Барнаульской ТЭЦ-1 (1963 г.) и Пензенской ТЭЦ-5 (1966 г.).

В зарубежной практике регенеративные воздухоподогреватели с плотным вертикальным движущимся слоем керамических частиц, выполненные с тройным перекрестным движением компонентов, впервые начали применяться с малогабаритными мазутными котлами (расход перегретого пара $D_{пе}$ = 40 ÷ 80 т/ч) в ФРГ [63].

Исследования работы отечественных опытно-промышленных образцов регенеративных воздухоподогревателей с плотным движущимся слоем зернистого материала проводились ЦКТИ совместно с БКЗ. Первые исследования показали, что предложенная конструкция воздухоподогревателя является работоспособной для котельных агрегатов, сжигающих твердое топливо. При глубоком охлаждении дымовых газов воздухоподогреватель обеспечивает минимальные присосы воздуха, чистоту поверхности нагрева.

С целью получения выявления тепловых и аэродинамических характеристик, а также определения работоспособности воздухоподогревателей подобного типа для котлов, сжигающих высокосернистые топлива, на ТЭЦ ЦКТИ в 1970 г. был смонтирован и испытан полупромышленный воздухоподогреватель типа «перекрестно-продуваемый вертикально движущийся плотный слой». Испытания показали, что данная конструкция воздухоподогревателя является работоспособной и обладает высокой тепловой эффективностью также при сжигании сернистого мазута.

Регенеративные вращающиеся воздухоподогреватели с шаровой набивкой. Идея применения зернистого теплоносителя как наиболее эффективной поверхности нагрева, имеющей большие преимущества перед существующими, нашла практическое осуществление в регенеративных вращающихся воздухоподогревателях с шаровой засыпкой [34].

Воздухоподогреватель (рис. 4-1) представляет собой модификацию конструкции вращающегося регенеративного воздухоподогревателя с горизонтальным валом, в котором вместо гофрированных листов набивки применены зигзагообразные кассеты, заполненные стальными или керамическими шариками диаметром от 3 до 8 мм.

Площадь живого сечения для прохода газовоздушных потоков в кассетах равна 50%. Диаметр отверстий принят равным 60 - 70% диаметра шарика. Заполнение кассет шарами составляет около 90% объема кассет, что обеспечивает свободное перекатывание шариков в процессе вращения ротора. В зависимости от характера запыленности продуктов сгорания степень заполнения объема кассет шарами выбирается опытным путем. При этом согласно [34]

обеспечиваются условия самоочистки шарового слоя и интенсивный теплообмен. Движение газа и воздуха осуществляется по принципу противотока, что обеспечивает интенсивную теплоотдачу и выдувание из шарового слоя золовых отложений.

Институтом тепло-массообмена АН БССР (ИТМО) предложен регенеративный вращающийся воздухоподогреватель с шариковой набивкой с вертикальной осью вращения [24]. Регенеративный вращающийся воздухоподогреватель котла ТГМ-84 был снабжен зернистым теплоносителем. При проектировании пакетов с шаровой набивкой размеры их секций и элементов набивки рассчиты-

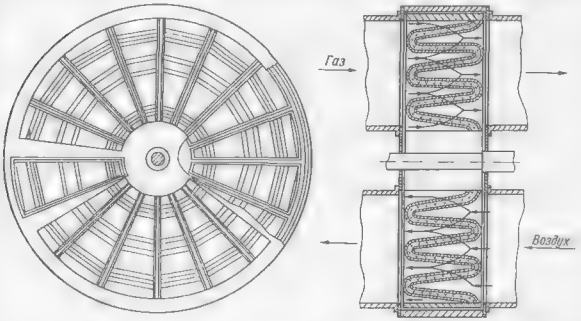


Рис. 4-1. Горизонтальный вращающийся регенеративный воздухоподогреватель с шаровой засыпкой

вались так, чтобы гидравлическое сопротивление и температура подогрева воздуха были такими же, как и в существующих пакетах с листовой гофрированной набивкой.

В качестве поверхности нагрева применены керамические шарики диаметром 13 мм, засыпанные в радиальные секции в виде неподвижного относительно аппарата слоя.

Исследования подтвердили принципиальную возможность применения подобного воздухоподогревателя в промышленных условиях. Однако шаровая набивка подвержена загрязнениям мазутными отложениями; несмотря на это, промывочный период по данным ИТМО не превышает такового на воздухоподогревателях с набивкой, состоящей из гофрированных листов.

Рассмотренные схемы регенеративных вращающихся воздухоподогревателей с шариковой набивкой с горизонтальной и вертикальной осью вращения обладают повышенной тепловой эффективностью, но имеют ряд недостатков при использовании данных

конструкций на котлах, сжигающих сернистый мазут, неизбежно загрязнение слоя в связи с малой его подвижностью в кассетах воздухоподогревателя с горизонтальным валом и неподвижностью относительно ротора в воздухоподогревателях с вертикальным валом, предложенные конструкции не решают проблему присосов и перетечек воздуха; кассеты, ограждающие решетки, а также уплотнения и газовоздушные короба, подвержены коррозионному износу, в связи с протекающими процессами коррозии, усугубляемыми необходимостью применения водных промывок слоя; конструкция воздухоподогревателя в целом остается сравнительно сложной.

Регенеративные воздухоподогреватели с движущимся слоем зернистого теплоносителя и противоточным движением компонентов. Первыми теплообменниками с противоточным движением компонентов можно считать шахтные печи, представляющие собой вертикальное цилиндрическое устройство, в котором твердый материал, подвергаемый нагреву, движется нисходящим потоком. Обычно в шахтных печах нагрев твердого материала производится для каких-либо химических его превращений. В противоположность шахтным печам в воздухоподогревателях с твердым теплоносителем гранулированный сыпучий материал используется в качестве поверхности нагрева, воспринимая тепло греющих газов в камере нагревания и отдавая аккумулированное тепло нагреваемому воздуху в камере охлаждения.

В СССР регенеративные воздухоподогреватели с движущимся плотным слоем зернистого теплоносителя появились после второй мировой войны. Так, регенератор непрерывного действия с твердым промежуточным теплоносителем впервые был предложен в в 1945 г. З. Ф. Чухановым. Камеры регенеративного теплообменника было предложено выполнять по типу известных каскадных зерносушилок. Для уменьшения перетечек воздуха установлены вращающиеся питатели. В качестве транспорта сферической набивки применен ковшовый элеватор. Воздухоподогреватель предназначался для утилизации тепла уходящих газов и позволял осуществить подогрев воздуха до температур, близких температуре греющих газов. Полупромышленные противоточные воздухоподогреватели, выполненные по схеме З. Ф. Чуханова, были испытаны Нортоном в высокотемпературных установках. Исследования Нортона показали, что противоточные воздухоподогреватели имеют общий недостаток — неравномерность распределения газовоздушных потоков в слое и, как следствие этого, низкую тепловую эффективность.

Улучшение противоточных слоевых воздухоподогревателей в направлении повышения равномерности движения зернистого теплоносителя и распределения газовоздушных потоков в слое является весьма важным для достижения высокой интенсивности теплообмена. Согласно [9] в модифицированном противоточном теплообменнике типа «движущийся продуваемый слой» (рис. 4-2) зерни-

стый теплоноситель равномерно подается в камеры с помощью многотрубчатого распределителя, а газы — с помощью перфорированных снизу горизонтальных труб. Нижний бункер выполнен секционированным, что обеспечивает равномерное опускание слоя. Требуемый расход сыпучего материала поддерживается нижними питающими трубами.

Любошиц А. И. в [24] рассматривает многозонный каскадный воздухоподогреватель (рис. 4-3), предлагая его для больших производительностей. Воздухоподогреватель представляет собой шахту, заполненную горизонтально расположенными коробами, соеди-

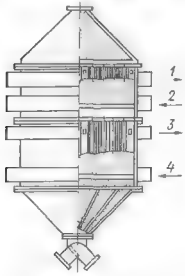


Рис. 4-2. Схема модифицированного противоточного теплообменника

1, 2 — соответственно охлажденные и горячие газы; 3, 4 — соответственно горячий и холодный воздух

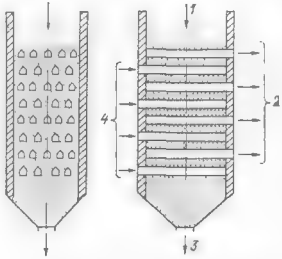


Рис. 4-3. Схема многозонного каскадного воздухоподогревателя

1, 3 — соответственно вход и выход зернистого теплоносителя; 2, 4 — соответственно выход и вход горячих газов

ненными в шахматном порядке то с вентилятором, подающим в слой газы, то с дымососом, отсасывающим последние. Таким образом, получается аппарат, состоящий из многочисленных, чередующихся друг с другом прямоточных и противоточных зон малой высоты. Сыпучий материал последовательно проходит сверху вниз все зоны воздухоподогревателя, а газы в одинаковом количестве и при одинаковой температуре поступают в зоны параллельно, т. е. в каждую зону в отдельности. Согласно [24] размеры воздухоподогревателя в плане по сравнению с простейшим противоточным вариантом уменьшаются пропорционально числу зон, соответственно возрастает его высота. Гидравлическое сопротивление слоя мало вследствие небольшого расстояния по вертикали между горизонтальными рядами коробов и низкой скорости газов. Конструктивное оформление многозонного воздухоподогревателя большой производительности является более совершенным, чем аппаратов с простейшей противоточной схемой.

Рассматривая схемы и конструкции противоточных воздухоподогревателей, можно заметить, что воздухоподогреватели с противоточной схемой движения компонентов обладают общим недостатком: низкой тепловой эффективностью из-за неравномерного движения слоя частиц, неравномерного распределения газовоздушных потоков в слое, наличия застойных зон. Коэффициенты теплоотдачи по сравнению с неподвижным слоем по данным [9] ниже в 3—10 раз; аэродинамическое сопротивление противоточных воздухоподогревателей велико из-за большой высоты слоя. С целью усовершенствования противоточных теплообменников предложены специальные схемы (см. рис. 4-2, 4-3). Однако при схеме на рис. 4-2, как указывается в [9], повышение эффективности теплообмена достигается усложнением установок, особенно при переходе к установкам высокой производительности, из-за большого числа перетечно-запорных питательных труб для сыпучего материала и выпускных бункеров. Основным недостатком теплообменника, показанного на рис. 4-3, являются большие габариты по высоте, затрудняющие организацию непрерывного транспорта зернистого теплоносителя; кроме того, в этом случае не устранена неравномерность движения сыпучего материала в камерах нагрева и охлаждения.

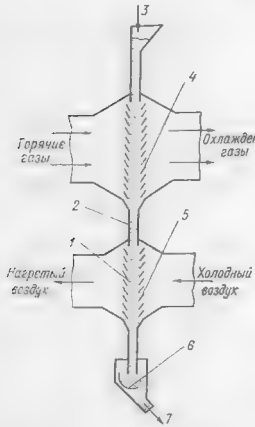


Рис. 4-4. Схема воздухоподогревателя с перекрестным движением компонентов

1, 3, 7 — зернистый теплоноситель, 2 — уплотнительные перепускные течки, 4, 5 — уплотнительные решетки соответственно газовой и воздушной камер, 6 — питатель

Воздухоподогреватели с движущимся слоем зернистого теплоносителя и перекрестным движением компонентов. Как в СССР, так и за рубежом воздухоподогреватели с перекрестным движением компонентов с вертикальным или наклонным движением слоя и противотоком газовоздушных потоков начали внедряться сравнительно недавно.

В 1959 г. инженером Барнаульского котельного завода Е. И. Кашуниным была предложена схема воздухоподогревателя, основное назначение которого — подогрев воздуха для энергетических котельных установок при одновременном глубоком охлаждении дымовых газов.

На рис. 4-4 представлена принципиальная схема такого воздухоподогревателя, состоящего из формирующих слой жалюзийных блоков, расположенных в газовом и воздушном потоках, верхних и нижних бункеров, перепускных течек, питателя, промежуточного теплоносителя, подъемника. В качестве промежуточного тепл

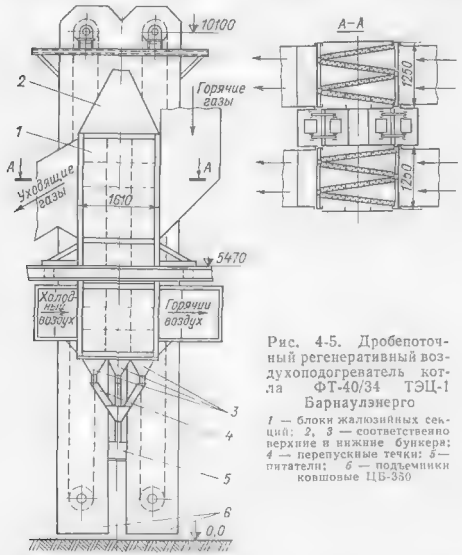


Рис. 4-5. Дробепоточный регенеративный воздухоподогреватель котла ФТ-40/34 ТЭЦ-1 Барнаулэнерго

1 — блоки жалюзийных секций; 2, 3 — соответственно верхние и нижние бункера; 4 — перепускные течки; 5 — питатели; 6 — подъемники ковшовые ЦБ-350

лоносителя предложены дешевые сыпучие материалы: гравий, керамика, базальтовая крошка, каменное литье, чугунная дробь и т. п. Зернистый теплоноситель, двигаясь плотным слоем между жалюзи в газовой и в воздушной камерах, отбирает тепло газов и отдает его воздуху. Непрерывность процесса теплообмена обеспечивается непрерывным транспортом теплоносителя из-под питателя в верхний бункер. Плотность создается за счет медленно движущегося слоя зернистого теплоносителя в перепускных течках.

В 1961 г. модель подобного воздухоподогревателя производительностью по воздуху 500 м³/ч была смонтирована на котле ФТ-40/34 Барнаульской ТЭЦ-1. Испытания модели показали ра

ботоспособность данной конструкции. Позднее в 1963 г., на том же котле был смонтирован и испытан опытно-промышленный образец регенеративного воздухоподогревателя (рис. 4-5). Исследования показали, что воздухоподогреватель данного типа обеспечивает высокую тепловую эффективность, минимальные перетечки воздуха и чистоту поверхности нагрева. Установка проработала два года, но из-за неполадок в работе ковшового элеватора, применяемого для транспорта зернистого теплоносителя (чугунной дроби средним диаметром 5 мм), была демонтирована. Несмотря на это, на ТЭЦ-5 Ленэнерго в 1966 г. на котле производительностью 45 т/ч, сжигающем в слое уголь марки Т, взамен демонтированного трубчатого воздухоподогревателя был установлен регенеративный дробепоточный воздухоподогреватель (рис. 4-6). Для транспорта чугунной дроби применен ковшовый элеватор типа В-450 на якорных цепях. Для регулирования расхода применены секторные питатели. Проведенные ЦКТИ совместно с БКЗ и ТЭЦ-5 наладка и испытания воздухоподогревателя, а также длительный опыт эксплуатации свидетельствуют о надежной работе данной конструкции воздухоподогревателя [15]. Согласно [15, 16] регенеративный дробепоточный воздухоподогреватель надежно обеспечивает подогрев воздуха до 250—280° С и охлаждение уходящих газов до 100—120° С при высокой герметичности. Суммарные присосы и перетечки воздуха не превышают 2%. Не наблюдается заноса золой движущегося плотного слоя дроби и жалюзийных решеток, застревания дроби и ее выноса из слоя в газовоздуховоды, а также износа и коррозии жалюзи. Питатели секторного типа обеспечивают равномерный расход зернистого теплоносителя по жалюзийным блокам, а следовательно, минимальные разверки температур горячего воздуха и уходящих газов по сторонам, не превышающие ±5° С. Кроме того, изменением расхода зернистого теплоносителя можно поддерживать постоянную температуру уходящих газов в широком диапазоне изменений нагрузки котла.

Движущийся слой теплоносителя обеспечивает самоочистку поверхности нагрева, в связи с чем сопротивление воздухоподогревателя не зависит от длительности работы котла. В регенеративном дробепоточном воздухоподогревателе в процессе эксплуатации весьма просто осуществляется замена поверхности нагрева путем загрузки сыпучего материала в одни из бункеров, расположенных в верхней части воздухоподогревателя.

Ковшовый элеватор типа В-450 после ряда реконструктивных мероприятий по повышению надежности работы его отдельных узлов работает безаварийно.

Рассматривая схемы теплообменников с поперечно продуваемым плотным движущимся слоем сыпучего материала, а также результаты исследований опытно-промышленных образцов, можно отметить следующие их преимущества по сравнению с вышерассмотренными противоточными схемами: 1) высокая эффективность теплообмена, близкая к эффективности теплообмена неподвижного

слоя, и незначительное сопротивление слоя, объясняемые тем, что движущийся слой имеет постоянную толщину; равномерный подвод и отвод газа через развитые в глубину параллельные плоскости, также способствующие снижению неравномерности газорас преде

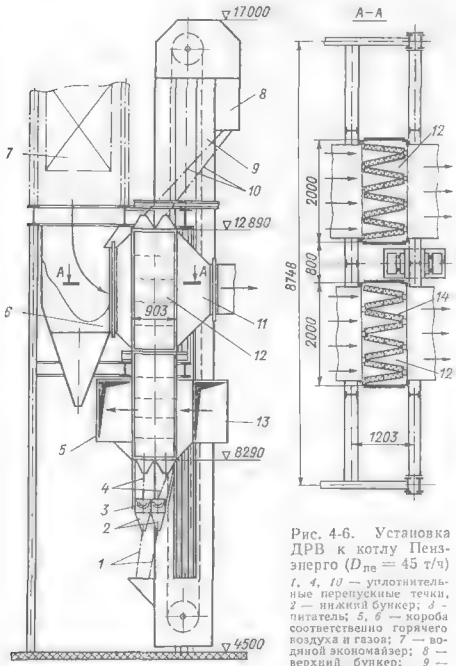


Рис. 4-6. Установка ДРВ к котлу Пенз-эперго ($D_{пе}$ = 45 т/ч)

1, 4, 10 — уплотнительные перепускные течки, *2* — нижний бункер; *3* — питатель; *5, 6* — короба соответственно горячего воздуха и газов; *7* — водяной экономайзер; *8* — верхний бункер; *9* — ковшовый элеватор; *11* — короб охлажденных газов; *12* — блоки жалюзийных секций; *13* — короб холодного воздуха; *14* — чугунная дробь

ления; 2) простая конструкция подводящих и отводящих газовоздуховодов; 3) удобная компоновка теплообменника.

Таким образом, теплообменники с перекрестным движением компонентов являются весьма перспективными, особенно в каче-

тве воздухоподогревателей энергетических котельных установок, где требуются аппараты большой производительности.

Исходя из преимуществ схем с перекрестным движением компонентов за последнее десятилетие все большее внимание как в СССР, так и за рубежом уделяется теплообменникам типа «плотный движущийся перекрестно продуваемый слой». Так, в 1963 г. Ленинградским политехническим институтом имени М. И. Калинина проведены проектные проработки, выполнены расчетный анализ и исследование воздухоподогревателей с перекрестным движением компонентов [45]. В предложенной ЛПИ конструкции заложен перекрестно противоточный принцип движения теплоносителей во всех рабочих камерах, при этом движение зернистого теплоносителя организовано по наклонным жалюзийным решеткам, чем достигается уменьшение габаритов теплообменника по высоте. Рассмотренная конструкция предлагается авторами для высокотемпературного теплообменника.

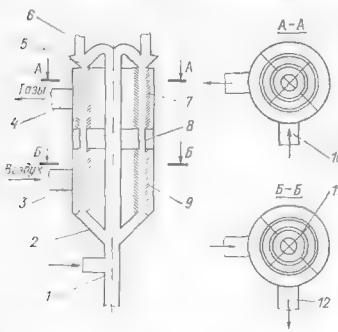


Рис. 4-7. Схема теплообменника с кольцевым расположением зернистого теплоносителя и пневмотранспортом

1 — пневмоподъемник; *2* — нижние уплотнительные течки; *3* — короб холодного воздуха; *4* — выходной короб дымовых газов; *5* — верхний бункер; *6* — отвод транспортирующего воздуха; *7* — жалюзийные секции газовой камеры; *8* — средние уплотнительные течки; *9* — жалюзийные секции воздушной камеры; *10* — входной короб дымовых газов; *11* — секторные перегородки; *12* — короб горячего воздуха

В 1968 г. НТМО предложена схема высокотемпературного воздухоподогревателя (рис. 4-7) с поперечно продуваемыми камерами кольцевого сечения [24]. Установка состоит из двух шахт: верхней, где зернистый теплоноситель нагревается при контакте с высокотемпературными греющими газами, и нижней, где нагревается воздух при омывании горячего теплоносителя. Между двумя шахтами находятся перепускные течки сыпучего материала, благодаря которым перетечки воздуха сводятся к минимуму. Отличительной особенностью данной схемы является кольцеобразное расположение зернистого теплоносителя. В центре цилиндрической шахты находится пневмотруба для транспортировки сыпучего материала. Движущийся кольцеобразный слой в обеих шахтах разделен вертикальными перегородками на четыре сектора; благодаря перегородкам газы и воздух последовательно проходят отдельные

сектора теплоносителя. Пневмотруба также разделена вертикальными перегородками на такое же количество секторов, расположенных соответственно четырем секторам слоя. Благодаря делению кольца и пневмотрубы на четыре сектора происходит независимая циркуляция промежуточного теплоносителя четырьмя отдельными потоками. Движения газов и воздуха в рабочих камерах взаимно противоположны. Кольцеобразное расположение зернистого теплоносителя тонким слоем вокруг пневмотрубы способствует равномерному движению насадки и газовоздушных потоков в слое, что необходимо для достижения максимальной тепловой эффективности аппарата.

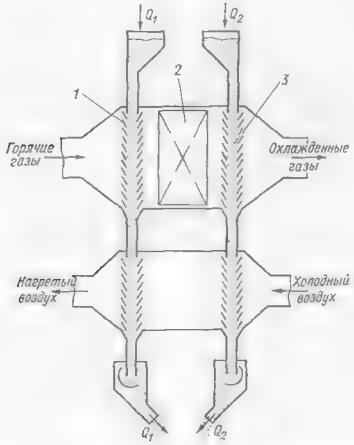


Рис. 4-8. Схема двухкорпусного воздухоподогревателя

1, 3 — первая и вторая ступени воздухоподогревателя; *2* — водяной экономайзер; Q_1 и Q_2 — расход зернистого теплоносителя в первом и втором корпусе

В ЦКТИ в 1970 г. предложена схема высокотемпературного воздухоподогревателя с поперечно продуваемым плотным движущимся слоем, который может быть применен для энергетических котельных установок, сжигающих влажные и малореакционные топлива. На рис. 4-8 представлена принципиальная схема подобного воздухоподогревателя.

Воздухоподогреватель представляет собой два объединенных блока, одинаково выполненные. Верхние и нижние секции изготовлены из двусторонних жалюзийных решеток, которые формируют плотный слой зернистого теплоносителя. Газовая и воздушная секции, верхние и нижние бункера соединены перепускными коробами. Движение сыпучего материала с необходимым расходом

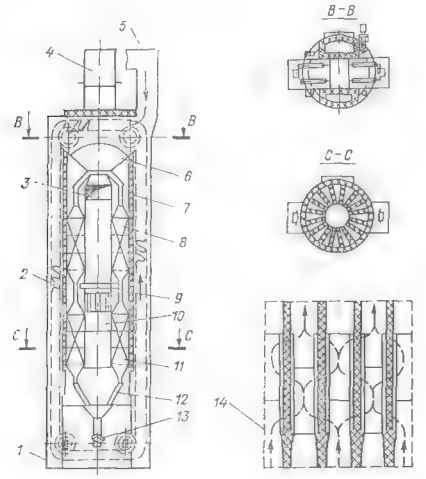


Рис. 4-9. Воздухоподогреватель фирмы «Райншталь—Хеншель» (ФРГ)

1 — корпус; *2* — ленточный транспортер; *3* — подвод дымовых газов; *4* — дымовая труба; *5* — подвод воздуха; *6* — верхний бункер; *7, 9, 12* — уплотнительные течки; *8* — блок газовой камеры; *10* — выход горячего воздуха; *11* — блок воздушной камеры; *13* — питатель; *14* — схема движения газа (или воздуха)

обеспечивается секторными питателями. Зернистый теплоноситель из-под питателей подается в подъемники, поддерживающие постоянным уровень зернистого материала в верхних бункерах. В газовом коробе между блоками устанавливается пакет водяного экономайзера. Горячие дымовые газы проходят последовательно первый движущийся слой зернистого теплоносителя, затем пакет водяного экономайзера и, наконец, второй движущийся слой. Нагретый сыпучий материал поступает в воздушные секции, где отдает

тепло воздуху, движущемуся противотоком по отношению к газовому потоку. Воздушные секции с целью компактности могут быть объединены в один блок. Предложенная схема теплообменника позволяет нагреть воздух до высокой температуры (450—500° С) при одновременном глубоком охлаждении дымовых газов (100—120° С).

В 1969 г. на Ганноверской выставке фирма «Райнсталь Хеншель» демонстрировала малогабаритный котлоагрегат, сжигающий высокосернистый мазут ($D_{пе}$ = 40 т/ч) с воздухоподогревателем, выполненным по схеме перекрестного движения компонентов [63]. В [63] приведены описания конструкции (рис. 4-9) и технические характеристики этого воздухоподогревателя. В качестве поверхности нагрева применена зернистая керамика. Под действием силы тяжести керамические частицы непрерывным потоком движутся сверху вниз и непрерывно подаются вверх ленточным транспортером, выполненным из прорезиненной термостойкой ленты. Между двумя концентрическими цилиндрами установлены дырчатые решетки, которые формируют 16 геометрически подобных лучеобразных слоев движущегося теплоносителя, который из верхнего центрального бункера поступает в 16 секций газовой части, откуда шестнадцатью трубами, служащими уплотнением, подается в секции воздушной части, далее зернистый теплоноситель поступает в нижний бункер. Холодный воздух для охлаждения ленточного транспортера проходит через прямоугольную шахту и далее проходит тройным перекрестным током через нижние 16 секций с движущимся теплоносителем, затем центральным каналом отводится к горелкам.

Движение газов в слое теплоносителя идентично движению воздуха. За счет соблюдения полной симметрии в конструкции воздухоподогревателя создаются необходимые условия для равномерного движения слоя керамических частиц и распределения газа и воздуха в движущемся слое, что обеспечивает высокую тепловую эффективность установки. Сопротивление воздухоподогревателя не превышает установленных пределов. Дымовые газы охлаждаются от 430 до 170 С. Перетечки воздуха не превышают 2%.

Анализ вышеприведенных материалов позволяет заключить, что из схем теплообменников с поперечно продуваемым движущимся слоем для энергетических установок наиболее перспективны схемы, показанные на рис. 4-4, 4-8, 4-9. Конструкция таких теплообменников наиболее проста и позволяет создать аппараты большой единичной мощности. При освоении пневмотранспорта и отработке конструкции регулирующих движение слоя органов для установок средней производительности может найти применение схема, показанная на рис. 4-7.

4-2. МЕТОДЫ ТРАНСПОРТА ТВЕРДОГО ЗЕРНИСТОГО ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ

При проектировании и эксплуатации воздухоподогревателей с движущимся слоем твердого теплоносителя возникают проблемы, связанные с необходимостью перемещения твердого сыпучего материала. Помимо обычных трудностей, связанных с транспортом твердых сыпучих материалов, дополнительные затруднения вызываются высокой температурой транспортируемого теплоносителя (100—150° С) и необходимостью герметизации всей установки. Процесс непрерывной циркуляции твердого зернистого теплоносителя включает в себя две основные операции: регулирование расхода твердого теплоносителя и подъем теплоносителя из-под питателей в верхние бункера воздухоподогревателя.

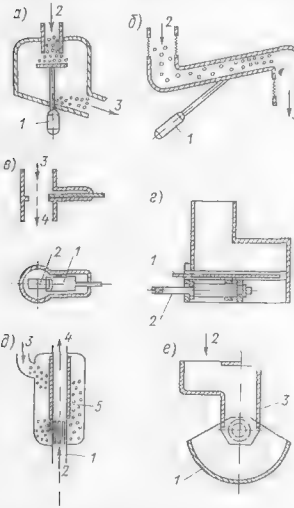


Рис. 4-10. Схемы питателей зернистого теплоносителя:

а — дисковый питатель

1 — электродвигатель; *2*, *3* — соответственно вход и выход теплоносителя

б — вибрационный питатель

1 — электродвигатель; *2*, *3* — соответственно вход и выход теплоносителя

в — регулирующая задвижка

1 — заслонка; *2* — выпускное отверстие; *3*, *4* — соответственно вход и выход теплоносителя

г — шиберный питатель

1 — шибер; *2* — шток шибера

д — телескопический регулятор

1 — патрубок подвода воздуха; *2* — вход воздуха; *3* — вход теплоносителя; *4* — выход воздуха; *5* — центральный канал

е — секторный питатель

1 — сектор; *2* — вход теплоносителя; *3* — корпус

Регулирование расхода твердого теплоносителя. Регулированием расхода зернистого теплоносителя в воздухоподогревателях котельных агрегатов можно поддерживать постоянные температуры горячего воздуха и уходящих дымовых газов при изменениях режимов работы котлоагрегатов, что весьма существенно с точки зрения экономичности и надежности их работы.

Регулирование расхода теплоносителя может осуществляться многими способами. Первые теплообменники с твердым теплоносителем оборудовались дисковыми питателями (рис. 4-10) [58].

Зерна теплоносителя, выходящие из течки нижней камеры теплообменника, удерживаются плоским диском. Если диск неподвижен, то естественный угол откоса предотвращает истечение твердого материала. Вращение диска создает центробежную силу, сбрасывающую зерна с диска, в результате чего начинается

движение твердого материала. Скорость движения твердого материала регулируется изменением скорости вращения диска.

Для регулирования расхода теплоносителя применяю. также вибрационные питатели. Подводящая труба вибропитателя имеет небольшой подъем к выходному концу. Вибрация создается при помощи электромагнита. При отсутствии вибрации накопление материала, определяющееся углом естественного откоса зерен теплоносителя, прекращает его поток. При включении вибратора зерна проталкиваются вверх по трубе и, дойдя до поворота, поступают в головку подъемного устройства. Расход теплоносителя регулируется изменением интенсивности и частоты вибрации.

Для твердых теплоносителей с малым различием размеров частиц в качестве устройств регулирования расхода могут быть применены регулирующие задвижки или шиберные питатели, так как движение плотного слоя, состоящего из подобных частиц, происходит плавно. В случае применения регулирующей задвижки расход зернистого теплоносителя регулируется изменением положения золотника. Для случая с шиберным питателем расход регулируется заслонкой. При пневмотранспорте зернистого теплоносителя для регулирования его расхода могут быть применены телескопические (щелевые) регуляторы. Зерна теплоносителя поступают в вертикальный стояк пневмоподъемника через щели, расположенные равномерно по окружности трубы. Скорость поступления зерен теплоносителя в стояк регулируется изменением положения скользящей трубчатой гильзы, закрывающей или открывающей сечение прорезей. Регулировочные характеристики рассмотренных выше питателей зависят от свойств зернистого теплоносителя, их конструктивное оформление сравнительно сложно, особенно при создании питателей большой единичной производительности. Наличие электропривода, а также подвижных частей, находящихся в соприкосновении с зернистым теплоносителем, снижает надежность работы подобных питателей.

С целью получения стабильных регулировочных характеристик при большой единичной производительности инженером Е. И. Кашуниным предложена конструкция секторного питателя. Секторный питатель имеет стабильную расходную характеристику, прост в изготовлении и надежен в эксплуатации, позволяет регулировать расход теплоносителя путем поворота сектора на необходимый угол. В целях упрощения обслуживания секторный питатель выполнен разделенным на секции. Каждая секция воздухоподогревателя подключается к отдельной секции питателя, что позволяет объединить в одном питателе несколько питателей. Этим обеспечивается достаточная равномерность расхода зернистого теплоносителя по отдельным секциям воздухоподогревателя при ограниченном количестве точек обслуживания.

Конструкция секторного питателя прошла длительную эксплуатационную проверку, и поэтому такой питатель может быть рекомендован в качестве регулятора зернистого теплоносителя для воздухоподогревателей с плотным движущимся слоем.

Транспорт зернистого теплоносителя. Широкому внедрению воздухоподогревателей с движущимся слоем зернистого теплоносителя, а также созданию аппаратов большой единичной производительности препятствует отсутствие надежного транспорта сыпучего материала. Подъем зернистого теплоносителя, выходящего из питателей в верхние бункера воздухоподогревателей, осложняется непрерывностью процесса транспортировки в высокотемпературных условиях. Существует несколько видов транспорта сыпучего материала: механический транспорт (ковшовые элеваторы, ленточные транспортеры, подъемники с погруженными ковшами, виброподъемники и др.), пневмо- и гидротранспорт.

В СССР для подъема зернистого теплоносителя используются, в основном, ковшовые элеваторы, за рубежом — ковшовые элеваторы, ленточные транспортеры с прорезиненной термостойкой лентой и пневмоподъемники. Принцип действия ковшовых элеваторов общеизвестен. Важнейшим их преимуществом, как и всех механических транспортеров, является малый расход электроэнергии по сравнению с другими устройствами для подъема твердых материалов. Однако применение ковшовых элеваторов в воздухоподогрева-

телях с твердым теплоносителем требуют больших эксплуатационных расходов, что обесценивает указанное выше преимущество. Цепи элеваторов быстро изнашиваются и необходим их частый ремонт, связанный со значительными затратами и простоями оборудования. Кроме того, применение ковшовых элеваторов приводило к разрушению неметаллических зернистых теплоносителей вследствие значительных механических напряжений как в момент захвата зерен теплоносителя в нижней головке элеватора, так и при сбрасывании его в верхний бункер. Зерна теплоносителя заклинивались в зоне между задней кромкой одного ковша и передней кромкой следующего ковша; это приводило к дроблению зерен и интенсивному износу ковшей. При зачерпывании горячих зерен передняя кромка ковша быстро изнашивалась, поэтому зерна не попадали на верхний разгрузочный желоб и, проваливаясь в шахту элеватора, частично разрушались.

Интенсивному износу в ковшовых элеваторах подвержены также подшипники нижней звездочки, вкладыши подшипников, кожух, направляющие и звездочки приводной станции. Устранение вышеперечисленных недостатков ковшовых подъемников достигнуто фирмой «Райшталь—Хеншель» (ФРГ), которая для воздухоподогревателя с плотным движущимся слоем зернистого теплоносителя разработала ленточный транспортер [63]. Прорезиненная жаропрочная лента, допускающая температуру 160 С, расположена в шахте, примыкающей непосредственно к воздухоподогревателю. Таким образом, лента охватывает воздухоподогреватель по вертикальному периметру. Ковши, транспортирующие зернистый теплоноситель, расположены на внутренней плоскости жаропрочной ленты, что исключает процесс зачерпывания сыпучего материала. Последний засыпается непосредственно в ковши. С целью охлаждения ленты шахта транспортера подсоединена на всас дутьевого вентилятора. Шахта подъемника имеет сечение, достаточное для прохода всего организованного для горения воздуха. Лента транспортера движется на узких опорных роликах, расположенных таким образом, что ковши проходят между ними. Из рис. 4-9 видно, что транспортирующее устройство конструктивно представляет собой единое целое с воздухоподогревателем, так как прямоугольный шахтный ствол, в котором движется лента, приварен вне изоляции к холодному несущему внешнему цилиндру. Согласно [63] транспортирующее устройство с термостойкой прорезиненной лентой бесшумно, износа ленты и зернистого теплоносителя не наблюдается, затраты на обслуживание минимальные, устройство надежно в работе. Подвод воздуха к вентилятору через шахту подъемника охлаждает ленту, не требует сооружения специального всасывающего короба и устраняет пыление в бункерах и питателях воздухоподогревателя.

При разработке подъемников для транспорта зернистого теплоносителя Свердловским филиалом ЦПКБ «Союзпромхимзащита» была предложена конструкция подъемника в виде ковшового конвейера с поворотными ковшами. Загрузка сыпучего материала предполагалась непосредственно в ковши. Предварительные проработки показали, что такой подъемник сложен, имеет большие габариты и металлоемкость, дорог в изготовлении. В результате анализа существующих средств транспорта сыпучих материалов, а также предварительных конструктивных проработок СФ ЦПКБ «Союзпромхимзащита» предложила вариант кольцевого подъемника (рис. 4-11), представляющего собой металлический желоб, свернутый в кольцо диаметром, равным высоте подъема. Внутри желоба приварены наклонные листы, выполняющие в совокупности с торцевыми листами кольцевого желоба роль ковшей. Зернистый теплоноситель из питателя воздухоподогревателя непрерывно поступает в желоб и при вращении кольца подхватывается наклонными листами, поднимается и высыпается в верхний бункер воздухоподогревателя. Рассматривалось несколько вариантов зацепления кольца с приводом: зубчатое, цепочное, с помощью гибких бесконечные стальных тросов, а также фрикционное. По технологическим соображениям, а также по соображениям надежности принято фрикционное зацепление с помощью обрезиненных катков. Кольцевой подъемник отличается простотой, сведением до минимума количества подвижных трущихся узлов, отсутствием за-

грева в единице объема. Практически оптимальный размер зерна определяется как свойствами теплоносителя, так и размером областью его использования.

9. **Определения формы зерен.** Теоретически максимальной стойкостью с точки зрения механической прочности и сопротивления резкому изменению температур обладают зерна сферической формы. Практически применяются в воздухоподогревателях и других теплообменниках приблизительно сферические зерна, при этом отсутствуют убедительные доказательства того, что они в какой-либо мере уступают по своим показателям правильным сферическим зернам.

10. **Простота изготовления и дешевизна теплоносителя.** Очевидно, что теплоноситель, зерна которого разрушаются вдвое быстрее, не дает каких-либо преимуществ, даже если он вдвое дешевле. Таким образом, при выборе теплоносителя его свойства должны рассматриваться в комплексе.

Из применяемых в настоящее время зернистых теплоносителей для воздухоподогревателей ни один не удовлетворяет всему комплексу перечисленных требований. Так, например, чугунная дробь удовлетворяет требованиям, рассмотренным в пп. 1, 3, 4, 5, однако имеет низкую теплоемкость, подвержена коррозии, относительно дорога, в результате чего стоимость и металлоемкость соответствующих воздухоподогревателей резко выше стоимости и металлоемкости регенеративных вращающихся воздухоподогревателей.

Результаты исследований, представленные в [9], говорят о том, что наилучшие показатели по всем характеристикам дают теплоносители из керамических и чугунных зерен диаметром 5—7 мм вследствие высокой интенсификации теплообмена и большой удельной поверхности в единице объема.

Для воздухоподогревателей котельных агрегатов в качестве зернистого теплоносителя могут применяться керамические и стеклянные шарики, гравий, базальтовая крошка, каменное литье, стоимость которых невысока при удовлетворительных остальных качествах.

4-4. МЕХАНИКА ДВИЖЕНИЯ И ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ДВИЖУЩЕГОСЯ ПЛОТНОГО СЛОЯ ЗЕРНИСТОГО ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ

От режима движения зернистого промежуточного теплоносителя в рабочих камерах воздухоподогревателя, а также от равномерности распределения газовоздушных потоков в движущемся плотном слое в значительной степени зависит интенсивность теплообмена и равномерность охлаждения дымовых газов и нагрева воздуха.

Полная однородность контакта газовоздушных потоков с зернами теплоносителя практически трудно достижима, однако можно создать такой гидравлический режим движения теплоносителя и газовоздушных потоков, при котором улучшается равномерность контакта или по меньшей мере ослабляется влияние неравномерности потоков. Движение слоя зернистого теплоносителя в рассматриваемых воздухоподогревателях происходит под действием силы тяжести и характеризуется закономерностями механики сыпучих сред. Изучение механики движения зерен теплоносителя в прямоугольных и щелевидных каналах проводилось Г. В. Мальцевой [27]. Так как в [27] не исследовано движение зернистого теплоносителя в слое, сформированном жалюзийными решетками,

и не изучено движение зерен, омываемых дымовыми газами зернистых мазутов, эти вопросы частично рассмотрены ниже на основании работы [56], выполненной на полупромышленной установке воздухоподогревателя к котлу ГМП-75 ТЭЦ ЦКТИ и на «холодной» модели стенда ЦКТИ. При этом исследования проводились как при продувке движущегося слоя холодным воздухом или дымовыми газами, так и без продувки. Характер движения сыпучего материала изучался визуально с помощью окрашенных шаров. В качестве зернистого теплоносителя были применены чугунная дробь средним диаметром 4,25 мм, керамические шарики диаметром 5,85 мм и 14 мм, стальные шлифованные шарики диаметром 6,0; 8,0 и 11,1 мм при средней толщине слоя 70; 120; 170 мм. Скорость движения слоя изменялась в пределах 2,0 -14,0 мм/с. В качестве характеристики движения приняты отношения локальных скоростей к средней расчетной скорости в исследуемом сечении.

Как показали наблюдения за движением сыпучего материала (чугунная дробь и шлифованные стальные шары) в слое, огражденном жалюзийными решетками, изменение скоростей движения отдельных зерен имеет своеобразный характер. Зерна, расположенные на наклонных плоскостях жалюзи, имеют в основном вращательное движение. Их линейная скорость по вертикали в 10—15 раз меньше скорости основного потока сыпучего материала, расположенного между внутренними кромками жалюзийных пластин. При этом неравномерность движения отдельных зерен основного потока не превышала 5%.

Неравномерность движения металлического зернистого теплоносителя по ширине слоя не превышает 10—15%. Более высокая неравномерность по ширине слоя вызвана влиянием стенок камеры. Исследования показали, что скорость движения зерен в пристенной зоне после начала движения увеличивается, приближаясь к некоторому постоянному значению, характерному для стационарного режима движения. Этот режим наступает на расстоянии 200—250 *мм* от входного отверстия и характеризуется отношением:

$$W_ц/W_р \approx 1{,}1 \div 1{,}15 \text{ и } W_{пр}/W_р \approx 0{,}7 \div 0{,}8,$$

где $W_р$ — средняя расчетная скорость твердых частиц в камере по ширине слоя, м/с; $W_ц$; $W_{пр}$ — соответственно локальные скорости зерен в центре камеры и в пристенной зоне, м/с.

Характер движения керамических зерен идентичен вышеописанному, однако зерна, расположенные на наклонных плоскостях жалюзийных пластин, движутся в этом случае быстрее. Их линейная скорость в 5—6 раз меньше скорости основного потока сыпучего материала, что можно объяснить меньшими усилиями, действующими движущимся слоем керамических частиц на жалюзийные решетки. Опыты по изучению неравномерности движения зерен теплоносителя в слое проведены при толщине слоя, равной 7—10 диаметрам исследуемых шаров и с жалюзийными решетками, имеющими угол наклона пластин 30°. При меньшей толщине

слоя наблюдалось заклинивание зерен и остановка слоя. Увеличение толщины слоя практически не влияло на характер изменения скорости движения зерен в слое. Относительная неравномерность получалась меньшей, так как в меньшей степени сказывалось влияние жалюзийных решеток.

Проверка жалюзийных решеток с углом наклона пластин 40° к вертикали показала их практическую непригодность, так как отдельные зерна теплоносителя при движении слоя пересыпались через верхние кромки пластин. Таким образом, максимальным углом наклона жалюзийных пластин следует считать угол 30° к вертикали.

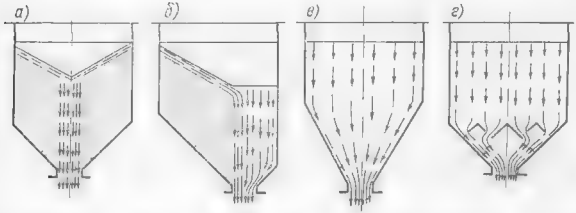


Рис. 4-12. Схемы истечения сыпучего материала из выпускного отверстия бункеров: *а* — с малым наклоном стенок; *б* — с асимметричным расположением выпускного отверстия, *в* — с крутым наклоном стенок; *г* — с выравнивающими элементами

Исследования движения слоя зернистого теплоносителя, продуваемого дымовыми газами сернистых мазутов, показали, что при температуре газов на входе в слой 250—300° С и на выходе 60—120° С основной поток чугунной дроби, расположенный между внутренними кромками жалюзийных пластин при скоростях слоя 2,0—14,0 мм/с, двигался устойчиво. Неравномерность распределения скоростей отдельных частиц соответствует данным, полученным на холодной модели. Движение зерен керамического теплоносителя при омывании дымовыми газами мазутов по всей толщине слоя имеет тот же характер, что и движение керамических частиц, продуваемых чистым воздухом. Таким образом, можно заключить, что на характер движения зерен теплоносителя в слое не оказывает влияния запыленность газового потока, которая составляла $(1 \div 1{,}5) \cdot 10^{-4}$ г/м³.

Немаловажную роль в организации равномерного движения сыпучего теплоносителя играет конструктивное оформление его верхнего ввода и нижележащих бункеров и отверстий истечения теплоносителя.

На рис. 4-12 показаны варианты бункеров с различным конструктивным выполнением как по наклону стенок бункера, так и по

расположению выпускного отверстия, а также движения зернистого теплоносителя в зависимости от этих конструктивных параметров. В бункере с наклоном стенок, меньшим угла внутреннего трения сыпучего материала, движение зерен в основном сосредоточено в центре бункера, а у стенок имеются застойные зоны, которые ликвидируются полностью только при полном опорожнении бункера. В бункере с несимметричным расположением отверстия движение зерен у боковой стенки вблизи отверстия происходит всем объемом, а с другой стороны имеется застойная зона. В бункере с наклоном стенок, большим угла внутреннего трения сыпучего материала, движение происходит всем объемом равномерно, аналогично истечению жидкости.

Таким образом, при проектировании бункеров необходимо наклон стенок выбирать под углом, большим угла внутреннего трения зернистого теплоносителя. Если по конструктивным соображениям это требование выполнить невозможно, то следует устанавливать решетки, выравнивающие скорости потоков теплоносителя в центральной части бункера и на его периферии. Согласно [45] установка в бункерах решеток или замедлителей, размещенных над выпускным отверстием, практически выравнивает поток теплоносителя сразу же над решетками. Следовательно, установка решеток или замедлителей является эффективным методом выравнивания потока теплоносителя, и их использование при конструировании воздухоподогревателей способствует уменьшению габаритов последних. Влияние выходного отверстия на неравномерность движения сыпучего материала в конструкции воздухоподогревателя с секторным питателем незначительно, так как выпускное отверстие работает всем сечением и сыпучий материал сползает по наклонной плоскости, образованной неподвижными частицами, которые расположены непосредственно в питателе. Таким образом, конструкция секторного поворотного питателя не ухудшает равномерности движения частиц в зоне выпускного отверстия.

Порозность (доля пустот в слое зернистого теплоносителя) движущегося слоя является одной из важных его характеристик. От правильного определения порозности слоя в большой степени зависит точность теплотехнических и аэродинамических расчетов воздухоподогревателей с плотным движущимся слоем. Порозность движущегося слоя зернистого теплоносителя характеризуется критерием Фруда [63]:

$$\mathrm{Fr} = w_т^2/(g l_{ср}),$$

где $w_т$ — скорость слоя теплоносителя, м/с; $l_{ср}$ — средняя толщина слоя, м; g — ускорение свободного падения, м/с^2.

Кроме того, критерий Фруда характеризует состояние движущегося зернистого теплоносителя, а также тот максимальный его расход, при котором еще не наступает разрыхления слоя. Здесь порозность плотного движущегося слоя равна порозности неподвижного слоя. Однако критерий Фруда определяет порозности до

тех пор, пока не произойдет потеря устойчивости и связанного с ней увеличения свободного объема слоя. В свою очередь, потеря устойчивости сопровождается резким изменением гидравлического сопротивления слоя при некотором критическом значении критерия Рейнольдса. Следовательно, порозность движущегося слоя будет равна порозности неподвижного слоя, если расходы зернистого теплоносителя и газовоздушных потоков соответственно не превосходят значений, отвечающих критическим величинам $Fr_{кр}$ и $Re_{кр}$ [45]. В этих условиях влияние критерия Фруда при определении порозности движущегося слоя можно не учитывать. Порозность слоя зависит от геометрических размеров слоя, от диаметра и шероховатости зерен.

При $\frac{l_{ср}}{d_т} < 10$ с уменьшением отношения $\frac{l_{ср}}{d_т}$ средняя порозность слоя увеличивается. При $\frac{l_{ср}}{d_т} > 10$ порозность не зависит от геометрических размеров слоя. Зависимость порозности слоя от диаметра зерен представлена на рис. 4-13. Приведенная кривая построена по формуле Б. А. Захарова:

$$m = 0{,}222\, d_т^{0{,}252}. \quad (4\text{-}1)$$

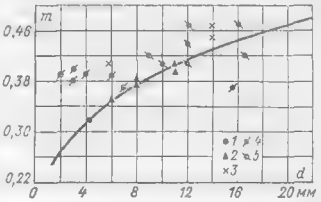


Рис. 4-13. Зависимость порозности стационарного слоя от диаметра зерен теплоносителя

1 — соответственно чугунная дробь; 2 — стеклянные шлифованные шары; 3 — керамические шары; 4 — стальные и стеклянные шары; 5 — фарфоровые и гипсовые шары

Кроме того, на график нанесены данные [45] и опытные данные ЦКТИ. Из графика видно, что порозность слоя для стальных шлифованных шаров и чугунной дроби после ее обкатки удовлетворительно согласуется с порозностью, полученной по формуле (4-1). Для слоя керамических шаров порозность получена выше, что можно объяснить повышенной шероховатостью и отклонением формы от правильного шара. В [45, 56] данные о порозности слоя разноречивы; порозность слоя изменяется в широких пределах, поэтому в каждом конкретном случае ее следует определять опытным путем или по формуле: $m = 1 - \frac{\gamma_н}{\gamma_т}$, если известны плотность ($\gamma_т$) твердого теплоносителя и его насыпная плотность ($\gamma_н$). Изменение порозности движущегося слоя зернистого теплоносителя, продуваемого дымовыми газами сернистого мазута, практически не наблюдается, о чем свидетельствует постоянство аэродинамического сопротивления слоя в период длительной работы установки.

Выбор оптимальных скоростей газовоздушных потоков является немаловажным фактором в процессе интенсификации теплообмена.

Допустимая скорость газовоздушных потоков, т. е. критическая скорость выноса зерен теплоносителя из движущегося плотного слоя, зависит прежде всего от диаметра и плотности зерен, а также от конструкции жалюзийных блоков и самих жалюзийных решеток. При исследовании холодной модели и полупромышленного образца воздухоподогревателя на ТЭЦ ЦКТИ определена критическая скорость выноса зерен теплоносителя из слоя, которая для чугунной дроби диаметром 4,25 мм составляла 1,3 м/сек (скорость в свободном от теплоносителя сечении), для керамических шаров диаметром 5,85 мм составляла 1,2 м/сек. С увеличением толщины слоя скорость выноса зерен из слоя падает, что можно объяснить большими усилиями, действующими на частицы, находящиеся на жалюзийных пластинах, со стороны движущегося слоя большей толщины. Скорость выноса зерен из неподвижного слоя в 2,5—2,6 раза выше, чем из движущегося слоя.

Критические скорости выноса зерен теплоносителя из движущегося слоя, полученные опытным путем в ЦКТИ и приведенные к критическому значению чисел Рейнольдса в слое, сопоставлялись с данными [45], где $Re_{кр} \leqslant \frac{Ar}{1400 + 5{,}22\sqrt{Ar}}$.

Здесь Ar — критерий Архимеда; $Ar = \frac{4}{3}\frac{\gamma_т - \gamma_{ср}}{\gamma_{ср}} g \frac{d_т^3}{\nu_{ср}^2}$; $\gamma_т$, $\gamma_{ср}$ — соответственно насыпная плотность зернистого теплоносителя, средняя плотность газа (или воздуха), кг/м³, $d_т$ — диаметр зерен, м; $\nu_{ср}$ — кинематическая вязкость газа (или воздуха), м²/с.

Для керамических шаров диаметром 5,85 мм при толщине слоя, равной 70 мм, критическая скорость выноса зерен хорошо согласуется с данными [15] (соответственные значения $Re_{кр}$ равны 547 и 554). Для слоя большей толщины (120 и 170 мм) значения критического числа Рейнольдса ниже (510 и 393 соответственно толщине слоя). Следовательно, при применении в качестве зернистого теплоносителя керамических шаров диаметром примерно 6 мм для слоя, огражденного жалюзийными решетками, потребуется увеличение ширины жалюзийных пластин, уменьшение шага по вертикали или уменьшение угла наклона этих пластин к вертикали.

4-5. АЭРОДИНАМИКА И ТЕПЛООБМЕН ДВИЖУЩЕГОСЯ ПЛОТНОГО СЛОЯ ЗЕРНИСТОГО ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ

Аэродинамика. Сложность теоретического и экспериментального изучения аэродинамики в плотном слое зернистого теплоносителя, а также большое число определяющих ее факторов послужили причиной возникновения совершенно различных теорий течения газов в слое частиц. Судя по теоретическим обоснованиям и обработке экспериментальных данных различными авторами, все

работы по аэродинамике слоя можно разбить на три направления, которые являются определяющими: 1) внутренняя задача; 2) внешняя задача; 3) струйное движение.

В первом случае предполагается, что движение газа в беспорядочно загруженном сыпучем материале происходит по параллельным извилистым каналам, а потеря напора слагается из местных потерь на сжатие и расширение газовых струй и трение.

Во втором случае предполагается обтекание системы твердых частиц слоя потоком газа.

В третьем случае предполагается периодическое сужение и расширение струй потока. На этой основе был выдвинут обобщенный метод расчета аэродинамического сопротивления для сечений, загруженных шарообразными и кусковыми сыпучими материалами.

На движение газовоздушных потоков в слое оказывают влияние многочисленные факторы. Поэтому вывод аналитических зависимостей на основе представлений внешней, внутренней либо струйной теорий требует большого числа допущений, что значительно обесценивает результат. Исходя из этого, для практических расчетов лучше пользоваться обобщенными эмпирическими и аналитико-эмпирическими зависимостями, которые в известных пределах изменения режимных факторов дают удовлетворительную сходимость с экспериментом. Для определения потерь напора по газовой и воздушной сторонам в воздухоподогревателях с плотным движущимся слоем зернистого теплоносителя с достаточной степенью точности применима известная для неподвижного слоя зависимость:

$$\Delta P = \zeta \frac{w_{\text{ф}}^2 \gamma_{\text{ср}} a}{2gm^3} l_{\text{ср}},$$

где ζ — коэффициент сопротивления слоя; $w_{\text{ф}}$ — скорость в свободном от зернистого теплоносителя сечении, м/с; $\gamma_{\text{ср}}$ — средняя плотность газа или воздуха, кг/м³; a — поверхность зернистого теплоносителя в единице объема, м²/м³,

$$a = (1 - m) \frac{6}{d_{\text{ср}}}.$$

Здесь m — порозность движущегося слоя; $d_{\text{ср}}$ — средний диаметр зерен теплоносителя, м; $l_{\text{ср}}$ — средняя толщина слоя зернистого теплоносителя, м.

Материал по коэффициентам гидравлического сопротивления, полученный различными авторами, переработан А. В. Чечеткиным по единой методике. В результате чего для изотермического газового потока, проходящего сквозь слой неподвижного сыпучего материала, получены следующие зависимости для различных зернистых теплоносителей, исключая кольца Рашига:

$$\zeta = \frac{41}{\text{Re}} \text{ при } \text{Re} \leqslant 45,$$

$$\zeta = \frac{35,5}{\mathrm{Re}} + \frac{0,82}{\mathrm{Re}^{0,08}} \text{ при } 45 \leqslant \mathrm{Re} \leqslant 5500,$$

$$\zeta = \frac{36,3}{\mathrm{Re}} + 0,4 \text{ при } \mathrm{Re} = 2 \div 800.$$

Значение Re при этом определялось из уравнения:

$$\mathrm{Re} = \frac{4 w_ф}{\nu_{ср} a},$$

где $\nu_{ср}$ — кинематическая вязкость газа (или воздуха) при средних параметрах, м²/с.

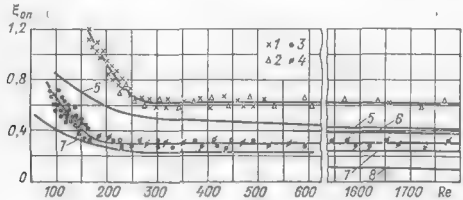


Рис. 4-14. Зависимость $\xi_{оп}$ от Re

1, 2 — керамические шары соответственно диаметром 5,85 и 14,0 мм; *3* — чугунная дробь диаметром 4,25 мм; *4* — стальные шлифованные шары диаметром 6,0 и 11,1 мм [56] (*1, 3* — полупромышленная установка; *2, 4* — холодная модель [56]); *5* — неподвижный слой по формуле $\zeta = \frac{36,3}{\mathrm{Re}} + 0,4$; *6, 8* — перекрестно продуваемый слой [45]; *7* — противоточно движущийся слой [9]

При определении критерия Re за линейный размер принят средний диаметр зерна теплоносителя. При исследовании холодной модели и полупромышленного образца на ТЭЦ ЦКТИ были проведены опыты по определению коэффициентов гидравлического сопротивления движущегося и неподвижного слоя зернистого теплоносителя, продуваемого чистым воздухом и дымовыми газами сернистых мазутов. Результаты опытов представлены на рис. 4-14.

Из полученных данных видно, что коэффициенты гидравлического сопротивления в переходной зоне зависят от числа Рейнольдса. В зоне турбулентного движения коэффициент гидравлического сопротивления постоянен. Для шлифованных стальных шаров и чугунной дроби после ее обкатки $\zeta_{оп}$ движущегося слоя ниже, чем для керамических зерен, что объясняется шероховатостью керамических частиц. Это влияние наблюдается в области изменения числа Рейнольдса 100—1800.

В результате обработки опытных данных получены зависимости коэффициентов сопротивления:

для чугунной дроби диаметром 4,25 мм и шлифованных стальных шаров диаметром 6,0 и 11,1 мм

$$\zeta_{оп} = 293\,\mathrm{Re}^{-1,32} \quad \text{при} \quad 100 \leqslant \mathrm{Re} \leqslant 185;$$

$$\zeta_{оп} = 0{,}31 \quad \text{при} \quad 185 \leqslant \mathrm{Re} < 1800;$$

для керамической насадки диаметром 5,85 и 14,0 мм

$$\zeta_{оп} = 329\,\mathrm{Re}^{-1,11} \quad \text{при} \quad 150 \leqslant \mathrm{Re} \leqslant 270,$$

$$\zeta_{оп} = 0{,}63 \quad \text{при} \quad 270 \leqslant \mathrm{Re} \leqslant 1800.$$

На графике рис. 4-44 представлены также коэффициенты гидравлического сопротивления сыпучего материала, полученные различными авторами; по этим графикам видно, что уровень $\zeta_{оп}$, полученный различными авторами, различен.

Значительное расхождение опытных данных при исследованиях аэродинамики плотного слоя сыпучего материала объясняется влиянием большого количества различных факторов на сопротивление слоя.

Исследования ЦКТИ показали, что продувка движущегося слоя зернистого теплоносителя газами сернистых мазутов не влияет на сопротивление слоя, о чем свидетельствовало постоянное по величине значение гидравлического сопротивления за длительный период эксплуатации полупромышленной установки, а также одинаковые значения $\zeta_{оп}$, полученные на полупромышленной установке и на холодной модели. Сопротивление неподвижного слоя, продуваемого воздухом, не отличается от сопротивления движущегося слоя, в то время как при продувке неподвижного слоя дымовыми газами сернистого мазута сопротивление его в первоначальный период резко возрастает. Однако по мере прогрева сыпучего материала до входной температуры дымовых газов происходит некоторое снижение сопротивления слоя, хотя общий уровень остается выше, чем для движущегося слоя, что объясняется просушкой липких отложений, образовавшихся в момент остановки слоя, и частичным их выносом из слоя. Сопротивление жалюзийных решеток при скорости фильтрации 1,8 2,0 м/с составляло $(19{,}6 \div 29{,}4) \cdot 10^{-6}$ МПа. Так как в воздухоподогревателях с перекрестным движением компонентов разделение газового и воздушного объемов, а также уплотнение газовой и воздушной камер от окружающего воздуха осуществляется с помощью соединительных течек, заполненных движущимся плотным слоем зернистого теплоносителя, то расчетные абсолютные величины присосов и перетечек воздуха (в м³/ч) с использованием коэффициента гидравлического сопротивления слоя могут быть определены по формуле:

$$\Delta V = 3600 f_т \sqrt{\frac{\Delta P 2 g m^3}{\zeta \gamma_{ср} a l_т}} \frac{\gamma_{ср}}{\gamma_н}.$$

Здесь $f_т$ — сечение течки, м²; $l_т$ — высота течки, м; $\gamma_н$ — плотность воздуха при нормальных условиях, кг/м³.

Теплообмен. Особенность структуры плотного движущегося слоя зернистого промежуточного теплоносителя, неполное омывание зерен газовоздушными потоками, их взаимное экранирование и другие факторы усложняют физические представления о процессе теплообмена в воздухоподогревателях типа «плотный движущийся слой». В общем случае теплообмен в слое осуществляется передачей тепла от газа частице теплопроводностью, конвекцией и излучением; передачей тепла в самой частице теплопроводностью и передачей тепла от частицы к частице путем конвективной теплопроводности. В рассматриваемых воздухоподогревателях имеет место передача тепла от газа частице теплопроводностью и конвекцией. Сложность представлений теплообмена в плотном движущемся слое приводит к тому, что в основу расчетных формул для определения коэффициентов теплоотдачи положены данные, полученные экспериментальным путем.

Необходимо отметить, что условия теплообмена в движущемся и неподвижном слое зернистого теплоносителя различны. В неподвижном слое теплообмен протекает в условиях нестационарного режима, а в движущемся слое при малом термическом сопротивлении зерен теплоносителя имеет место квазистационарный режим [16]. Поэтому при расчете теплообмена движущегося слоя по зависимостям, полученным для неподвижного слоя, могут быть получены большие погрешности.

В общем случае процесс теплоотдачи от шаровой стенки к продуваемому потоку и в обратном направлении можно представить критериальной зависимостью:

$$\mathrm{Nu}=f\left(\mathrm{Re},\ \mathrm{Pr},\ C_l,\ \frac{l_т}{d_{ср}},\ \frac{D_{экв}}{d_{ср}},\ \frac{\delta}{d_{ср}}\right).$$

Здесь $D_{экв}$ — эквивалентный диаметр слоя зернистого теплоносителя в направлении потока газа, м; $\frac{\delta}{d_{ср}}$ — относительная шероховатость зерен, $l_т$ — толщина слоя, м.

Согласно [9] параметры $\frac{l_т}{d_{ср}}$ и $\frac{D_{экв}}{d_{ср}}$ не оказывают влияния на теплообмен при

$$\frac{l_т}{d_{ср}} \geqslant 3 \div 4 \text{ и } \frac{D_{экв}}{d_{ср}} > 10.$$

Так как данные параметры для воздухоподогревателей с плотным движущимся перекрестно продуваемым слоем зернистого теплоносителя значительно больше указанных пределов, то их влиянием можно пренебречь. Влияние относительной шероховатости также можно не учитывать при применении в качестве зернистого теплоносителя чугунной дроби, стальных шлифованных шаров, стеклянных шаров и т. п.

Таким образом, применительно к слою теплоносителя воздухоподогревателей с перекрестным движением компонентов критериальное уравнение теплообмена имеет вид:

$$\mathrm{Nu} = A\,\mathrm{Re}^n\,\mathrm{Pr}^m\,C_t.$$

Согласно проведенным исследованиям получена линейная зависимость Nu от Re, которая согласуется с данными [51].

Показатель степени при критерии Re и температурный фактор C_t и m приняты согласно нормативному методу расчета котлоагрегатов. Получаем:

$$\mathrm{Nu} = A\,\mathrm{Re}\,\mathrm{Pr}^{0,4}C_t. \qquad (4\text{-}2)$$

Обработка опытных данных по теплообмену полупромышленной установки воздухоподогревателя ЦКТИ выполнена двумя методами. По первому методу «условный противоток» обработка опытных данных выполнена в целом по теплообменнику без учета перекрестного движения газовоздушных потоков и плотного слоя зернистого теплоносителя. В этом случае опытный коэффициент теплопередачи определяется по формуле:

$$k_{\text{оп}} = \frac{Q_{\text{ср}}}{\Delta t_{\text{ср}} H_{\text{п}}},$$

где $Q_{\text{ср}}$ — среднее тепловосприятие воздухоподогревателя; $\Delta t_{\text{ср}}$ — среднелогарифмический температурный напор между газовым и воздушным потоками, °С; $H_{\text{п}}$ — полная поверхность нагрева, м².

Критерий Нуссельта определен по известной формуле для регенеративных теплообменников. Для газовой стороны:

$$\mathrm{Nu}_{\text{г}} = \frac{4k_{\text{оп}}m}{X_{\text{г}}\lambda_{\text{г}}a}\left[1 + \frac{\lambda_{\text{г}}}{\lambda_{\text{в}}}\frac{X_{\text{г}}}{X_{\text{в}}}\frac{C_{t_{\text{г}}}}{C_{t_{\text{в}}}}\frac{\mathrm{Re}_{\text{г}}}{\mathrm{Re}_{\text{в}}}\left(\frac{\mathrm{Pr}_{\text{г}}}{\mathrm{Pr}_{\text{в}}}\right)^{0,4}\right].$$

Здесь $X_{\text{г}}$, $X_{\text{в}}$ — соответственно доля поверхности нагрева зернистого теплоносителя в газовой и в воздушной камере, $\lambda_{\text{г}}\lambda_{\text{в}}$ — соответственно коэффициент теплопроводности газа и воздуха при определяющей температуре, Вт/(м·К). (За определяющую температуру принята среднеарифметическая между входом и выходом температура газов.)

Влияние критерия Био, определяющего наличие разности температуры по радиусу зерна теплоносителя, учитывается особо при определении температурного напора; при этом, когда $\mathrm{Bi} = \frac{\alpha d_{\text{ср}}}{2\lambda_{\text{т}}} \leqslant 0{,}2$, его влиянием можно пренебречь. Здесь α — коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К).

Коэффициенты теплоотдачи для газовой и воздушной сторон определены по формуле:

$$\alpha = \frac{\mathrm{Nu}\,\lambda a}{4m},$$

где λ — теплопроводность газа или воздуха при определяющей температуре, Вт/(м·К).

Зависимость коэффициента A, полученного из формулы (4-2), от среднего отношения водяных эквивалентов ($\omega_{ср}$) зернистого теплоносителя и газовоздушных потоков, представлена на рис. 4-15.

Как видно из графика, коэффициент A и, следовательно, интенсивность теплообмена возрастают до определенного значения величины отношения водяных эквивалентов, после чего процесс теплоотдачи стабилизируется. Таким образом, дальнейшее увеличение отношения водяных эквивалентов при постоянных расходах газа (или воздуха) не приводит к снижению температуры уходящих газов и повышению температуры горячего воздуха.

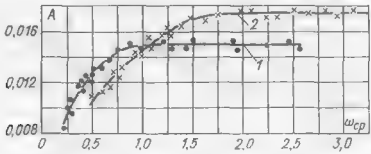


Рис. 4-15. Зависимость коэффициента A ($Nu = A Re Pr^{0,4} C_t$) от среднего отношения водяных эквивалентов

1 — чугунная дробь диаметром 4,25 и 4,9 мм; *2* — керамические шары диаметром 5,85 мм

При обработке экспериментальных данных ЦКТИ для исследованных зернистых теплоносителей получены следующие зависимости критерия Нуссельта:

для чугунной дроби диаметром 4,25—4,9 мм

$$Nu = 0{,}0145\, Re\, Pr^{0,4} C_t \tag{4-3}$$

при $1{,}1 < \omega_{ср} \leqslant 2{,}0$;

$$Nu = 0{,}0162\, \omega_{ср}^{0,39} Re Pr^{0,4} C_t \tag{4-4}$$

при $0{,}3 \leqslant \omega_{ср} \leqslant 1{,}0$;

для керамических шаров диаметром 5,85 мм

$$Nu = 0{,}0175 Re Pr^{0,4} C_t \tag{4-5}$$

при $1{,}25 \leqslant \omega_{ср} \leqslant 2{,}2$;

$$Nu = 0{,}0152\, \omega_{ср}^{0,48} Re Pr^{0,4} C_t \tag{4-6}$$

при $0{,}6 \leqslant \omega_{ср} \leqslant 1{,}15$.

Анализ полученных материалов показывает, что оптимальное отношение водяных эквивалентов примерно равно 1,1 для чугунной дроби, 1,25 для керамических шаров. Для керамических ша-

ров интенсивность теплообмена получена на 17% выше, чем для чугунной дроби, что, видимо, объясняется большей шероховатостью керамических зерен и меньшими неравномерностями их движения в продуваемом движущемся слое.

По второму методу обработки опытных данных определение значений коэффициентов теплоотдачи произведено на основе уравнений теплового баланса элементов слоя.

Для теплообменников с перекрестным движением компонентов применено решение Нуссельта—Рабиновича, в котором безразмерная температура для газовой камеры

$$\Theta_г = \frac{t''_{т.г} - t'_{т.г}}{T' - t'_{г.г}} \tag{4-7}$$

и для воздушной

$$\Theta_в = \frac{t'_{т.в} - t''_{т.в}}{t'_{т.в} - t_{х.в}} \tag{4-8}$$

являются функцией отношения водяных эквивалентов:

$$\omega_г = W_т/W_г \text{ и } \omega_в = W_т/W_в,$$

а также критерия $U_г = \alpha_г H_г / W_т$ и $U_в = \alpha_в H_в / W_т$ (рис. 4-16). Здесь $t'_{т.г}$, $t''_{т.г}$, $t'_{т.в}$, $t''_{т.в}$ — температуры зернистого теплоносителя соответственно на входе и выходе в газовую и воздушную камеры, °С; T' и $t_{х.в}$ — температуры соответственно газа и воздуха на входе в слой теплоносителя, °С; $\alpha_г$, $\alpha_в$ — соответственно коэффициенты теплоотдачи в газовой и воздушной камерах; $H_г$, $H_в$ — поверхности нагрева зернистого теплоносителя в газовой и воздушной камерах.

Это решение относится к случаю перекрестного движения сред, разделенных стенкой, имеющей теплопроводность $\lambda_т = \infty$ (при $Bi < 0{,}2$). Тогда $\alpha_1 \approx k$ (k — коэффициент теплопередачи) или $\frac{k}{\alpha_1} = \mu_1 \approx 1$.

Когда же $Bi > 0{,}2$, то

$$\mu_1 = \frac{k}{\alpha_1} = \frac{1}{1 + Bi} < 1.$$

При обработке экспериментального материала по теплообмену в движущемся продуваемом слое коэффициент μ_1, учитывающий влияние внутреннего термического сопротивления, для воздухоподогревателей с перекрестным движением компонентов с достаточной степенью точности можно определить по формуле Б. И. Китаева:

$$\mu_1 = \frac{1}{1 + \frac{Bi}{5}}.$$

На основании обработки опытных данных ЦКТИ [36] по раздельной методике зависимость критерия Нуссельта от числа Рейнольдса для газовой и воздушной камер представлена в виде:

$$Nu = A\,Re.$$

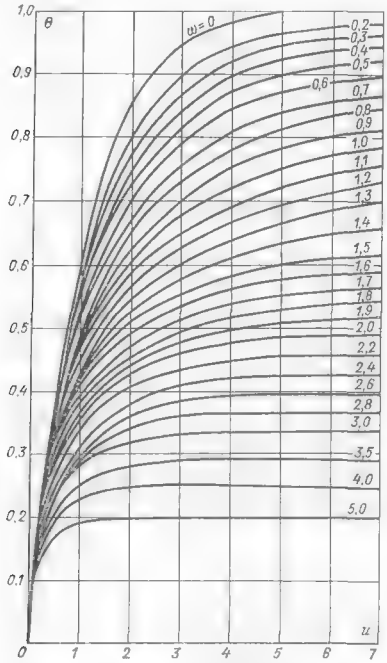


Рис. 4-16. Безразмерная температура Θ в зависимости от среднего отношения водяных эквивалентов и комплекса $U = \frac{\alpha H}{W_т}$

Коэффициент A для различных отношений водяных эквивалентов определен по графику на рис. 4-17. Так как процессы теплообмена в газовой и воздушной камерах идентичны, то график построен

для средних значений коэффициентов A и средних отношений водяных эквивалентов.

По экспериментальным данным получены следующие зависимости критерия Нуссельта:

для чугунной дроби диаметром 4,25 и 4,9 мм

$$Nu = 0{,}05\,Re \text{ при } 1{,}1 \leqslant \omega_{ср} \leqslant 1{,}3, \tag{4-9}$$

$$Nu = 0{,}59\omega^{0{,}45} Re \text{ при } 0{,}5 \leqslant \omega_{ср} \leqslant 1; \tag{4-10}$$

для керамических шаров диаметром 5,85 мм

$$Nu = 0{,}055\,Re \text{ при } 1{,}1 \leqslant \omega_{ср} \leqslant 1{,}2, \tag{4-11}$$

$$Nu = 0{,}54\omega^{0{,}58} Re \text{ при } 0{,}5 \leqslant \omega_{ср} \leqslant 1{,}0. \tag{4-12}$$

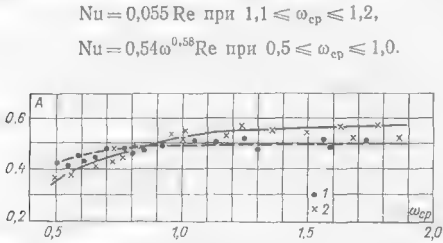


Рис. 4-17. Зависимость коэффициента A ($Nu = A\,Re$), определенного по раздельной методике, от среднего отношения водяных эквивалентов

1 — чугунная дробь диаметром 4,25 мм; *2* — керамические шары диаметром 5,85 мм

Сопоставляя методики обработки опытных данных, можно заключить, что методика «условный противоток» проста, дает хорошую сходимость опытных и расчетных данных, однако не отражает истинной картины процесса переноса тепла от газа к теплоносителю и от теплоносителя к воздуху.

Раздельная методика дает возможность определить характеристики теплообмена каждой рабочей камеры независимо друг от друга, однако требует определения температур слоя теплоносителя в каждой камере. Таким образом, при расчете воздухоподогревателей подобного типа для парогенераторов с достаточной степенью точности можно пользоваться методикой «условный противоток».

При расчете теплообменников с перекрестно продуваемым слоем специального назначения (теплообменники химической, нефтегазовой промышленности и др.) можно пользоваться зависимостями раздельной методики, позволяющими судить о эффективности теплообмена каждой рабочей камеры.

Зависимость критерия Нуссельта от числа Рейнольдса, полученная различными авторами, представлена на рис. 4-18, из кото-

рого видно, что полученные в ЦКТИ опытные данные хорошо согласуются с данными [27, 45], полученными на установках с перекрестно продуваемым движущимся слоем насадки. Исследования, проведенные в ЦКТИ, позволяют рассмотреть температурный режим воздухоподогревателей с перекрестным движением компонентов.

Характер изменения температур уходящих газов и горячего воздуха на выходе из слоя зернистого теплоносителя по высоте движущегося слоя представлен на рис. 4-19, из которого видно, что температуры уходящих газов в верхней части слоя минимальны, а воздуха — максимальны. Эта неравномерность уменьшается с увеличением отношения водяных эквивалентов $\omega_{ср}$.

Анализируя приведенные данные, видим, что на верхних и нижних участках слоя изменение температур газа и воздуха незначительно, что можно объяснить высокой тепловой эффективностью в верхней части слоя из-за высоких температурных напоров и малой эффективностью в нижней части слоя, где температурные напоры низкие. Так как равномерность охлаждения дымовых газов и нагрева воздуха важна с точки зрения повышения тепловой эффективности, рациональна схема воздухоподогревателя с толщиной слоя, переменной по высоте газовой и воздушной камер.

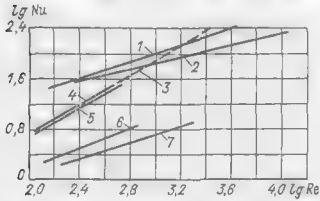


Рис. 4-18. Зависимость критерия Nu от числа Re (данные разных авторов).

1 — неподвижный слой [4]; 2, 3 — перекрестно продуваемый движущийся слой [27, 15]; 4, 5 — полупромышленная установка [56] (керамические шары и чугунная дробь); 6 — смешанный ток; 7 — противоточно продуваемый слой [9]

Получение равномерных температур уходящих газов по высоте слоя целесообразно вследствие уменьшения коррозионных явлений ограждающих слой решеток, что весьма важно при сжигании в котлоагрегатах высокосернистых мазутов.

Характер изменения температур зернистого теплоносителя по толщине движущегося слоя представлен на рис. 4-20, из которого видно, что по глубине слоя имеется температурный перепад, снижающийся с приближением отношения водяных эквивалентов к оптимальному значению. Наличие температурного перепада по толщине слоя зернистого теплоносителя свидетельствует о целесообразности встречного движения газовоздушных потоков. Таким образом, эффективность теплообмена в воздухоподогревателях с плотным движущимся слоем зернистого теплоносителя зависит как от конструктивных параметров воздухоподогревателя, так и от теплофизических свойств зернистого теплоносителя, а также от режимных факторов.

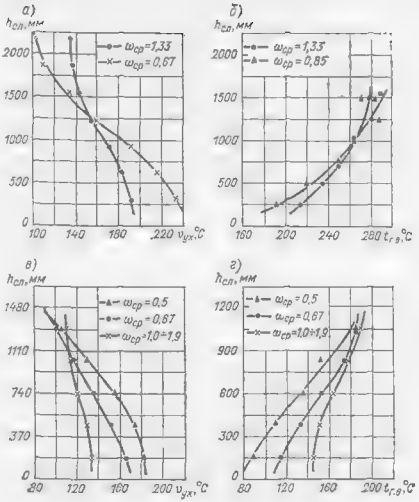


Рис. 4-19. Характер изменения температур уходящих газов и горячего воздуха на выходе из слоя по его высоте: *а*, *б* — температуры соответственно газов и воздуха за воздухоподогревателем ТЭЦ-1 Барнаулэнерго [16]; *в*, *г* — то же за воздухоподогревателем ТЭЦ-5 Пензэнерго [15]

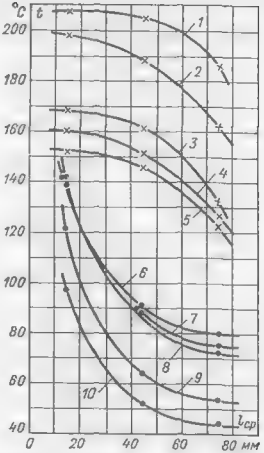


Рис. 4-20. Характер изменения температур зернистого теплоносителя по толщине движущегося слоя

1—5 — после нагрева газами; *6—10* — после охлаждения воздухом; кривым (1,10), (2,9), (3,8), (4,7), (5,6) — соответствуют отношения водяных эквивалентов 0,5; 0,67; 1,2; 1,5; 1,9

4-6. ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЬ ТИПА «ПЛОТНЫЙ СЛОЙ» К ГАЗОМАЗУТНОМУ КОТЛУ

Котельные агрегаты для сжигания сернистых топлив, в частности газомазутные котлы, в настоящее время поставляются заводами-изготовителями в основном с регенеративными вращающимися и трубчатыми воздухоподогревателями, которые подвержены интенсивной коррозии и загрязнениям, что вынуждает снижать экономичность котлоагрегата за счет повышения температуры уходящих газов. За последние годы принято много попыток усовершенствовать существующие конструкции воздухоподогревателей, однако проблема снижения коррозии поверхности нагрева до сих пор радикально не решена. Поэтому с целью создания воздухоподогревателя, надежно работающего при сжигании сернистого мазута с низкой температурой уходящих газов, Барнаульский котельный завод совместно с ЦКТИ разработал конструкцию дробеструйного регенеративного воздухоподогревателя (ДРВ) для котла типа БКЗ-320-140 ГМ.

Необходимым условием работы ДРВ является непрерывный подъем зернистого теплоносителя из-под питателей в верхние бункеры на высоту 12—13 м. Большие расходы теплоносителя через воздухоподогреватель, повышенная температура зерен теплоносителя (100—150 С) и необходимость длительной работы предъявляют высокие требования к подъемному устройству. В результате анализа различных конструкций наиболее целесообразным был признан вариант кольцевого подъемника, отличающегося простотой конструкции, сведением до минимума количества подвижных трущихся узлов, возможностью создания установки большой единичной мощности (см. § 4-2).

Выбор оптимального промежуточного теплоносителя для ДРВ имеет также немаловажное значение с точки зрения как теплообмена, так и надежности работы воздухоподогревателя. Зернистый теплоноситель в процессе движения в воздухоподогревателе, как отмечалось выше, подвержен циклическому нагреву и охлаждению, кроме того, зерна теплоносителя подвержены коррозионно-эрозионному износу, поэтому при выборе теплоносителя учтены эти условия. Рассматривались в основном неметаллические сыпучие материалы: керамические шары, базальтовая крошка, гравий, каменное литье, галька. Они имеют некоторые общие свойства: повышенную стойкость к сернистой коррозии, сравнительно высокую теплоемкость, относительно малую насыпную плотность и удовлетворительную прочность к механическим и температурным воздействиям, они дешевы. Так как наиболее доступным и дешевым зернистым материалом является гравий и галька, то для воздухоподогревателя к котлу БКЗ-320-140 ГМ в качестве зернистого теплоносителя предложен гравий средним диаметром 15 мм. Проведенные инженером Е. Н. Кашуниным на БКЗ эксперименты по выявлению механической прочности гравия при циклическом его

нагреве и охлаждении дали удовлетворительные результаты. Так, в пересчете на 8000 ч работы гравийной засыпки в ДРВ потеря ее составляет примерно 20% общего объема. При этом процесс износа гравия протекает неравномерно. В первые 1500—2000 ч износ более интенсивен, так как в этот период происходит отбраковка слабых составляющих и сглаживание острых кромок отдельных частиц, затем наступает уменьшение интенсивности износа и его стабилизация. Таким образом, проведенные исследования показали возможность применения гравия в качестве зернистого теплоносителя для ДРВ.

Особые требования при разработке конструкции ДРВ предъявляются к двусторонним решеткам, которые формируют стабильный слой расчетной толщины, обеспечивают свободный пропуск газов и воздуха через слой и препятствуют выпадению движущихся зерен теплоносителя из слоя. Эти задачи могут быть выполнены двумя типами решеток: решетками в виде дырчатых листов (или сеток) и жалюзийными решетками. Дырчатые листы изготовляются с круглыми отверстиями или со щелями, наименьший размер которых должен быть меньше минимального диаметра частиц теплоносителя с учетом их износа. Вырубка отверстий или щелей малого размера — технологически трудоемкая операция, кроме того, решетки из дырчатых листов обладают рядом эксплуатационных недостатков, так как возможно застревание мелких фракций теплоносителя в отверстиях, что вызывает дополнительные сопротивления по газовоздушному тракту. Решетка с малыми размерами отверстий загрязняется золовыми отложениями, кроме того, такая решетка имеет малую жесткость, что требует установки дополнительных ребер жесткости. На жалюзийной решетке не происходит застревания частиц между жалюзи, так как движение зернистого теплоносителя вертикальное сверху вниз. Имея пространственную форму, жалюзийная решетка обладает достаточной жесткостью.

Учитывая опыт работы промышленных образцов, а также результаты исследований полупромышленной установки при сжигании сернистого мазута, на которой не было замечено загрязнений решеток, представляется возможным применить шаг между жалюзи в ДРВ к котлу БКЗ-320-140ГМ, равный 30 мм. Диаметр примененных зерен теплоносителя (15 мм) больше размера просвета в косом направлении между жалюзи, что устраняет опасность выноса частиц из слоя в случае резкого повышения расходов газовоздушных потоков.

При разработке конструкции питателя сыпучего материала рассмотрены два вида питателей — шиберный и секторный. При прочих равных условиях шиберный питатель менее надежен в эксплуатации из-за заклинивания шибера вследствие попадания зерен теплоносителя в направляющие пазы. Секторный питатель, имея стабильную расходную характеристику, надежен, позволяет регулировать расход теплоносителя путем поворота сектора на необходимый угол.

Геометрические размеры подводящих течек и самого сектора питателя должны быть не менее чем в 10 раз больше диаметра зерен теплоносителя.

Дробепоточный регенеративный воздухоподогреватель для котла БКЗ-320-140ГМ рассчитан на снижение температуры газов до 120° С без предварительного подогрева воздуха. Тепловой расчет выполнен по методике «условный противоток».

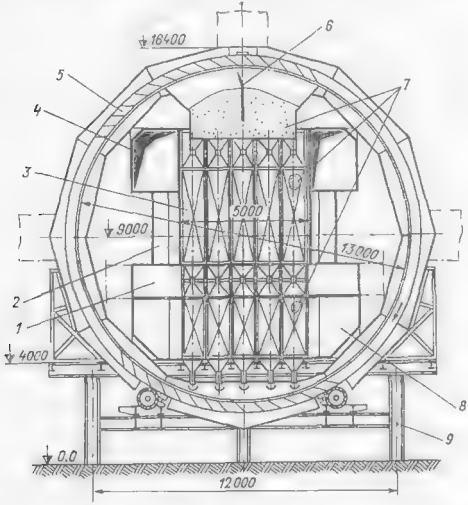


Рис. 4-21. ДРВ к котлу БКЗ-320-140ГМ (поперечный разрез)

1 — короб холодного воздуха; *2* — короб горячих газов; *3* — блок жалюзийных секций; *4* — короб охлажденных газов; *5* — кольцевой подъемник; *6* — регулирующий шибер; *7* — зернистый теплоноситель; *8* — короб горячего воздуха; *9* — каркас

Внутреннее термическое сопротивление зерен учтено при определении приведенного коэффициента теплопередачи для одновременного охлаждения газов и нагрева воздуха:

$$k_{пр} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_г} + \frac{r}{n\lambda_т}\right)\frac{1}{X_г} + \left(\frac{1}{\alpha_в} + \frac{r}{n\lambda_т}\right)\frac{1}{X_в}}.$$

Данные теплового и аэродинамического расчетов, а также значения перетечек воздуха приведены в табл. 4-1.

Таблица 4-1

Тепловой и аэродинамический расчеты ДРВ к котлу БКЗ-320-140 ГМ

Наименование величины	Источник определения	Значение
Располагаемое тепло топлива (мазут) $Q_р^р$, кДж/кг	$Q_р^н + i_{тл} + Q_{вн}$	39 600
Температура уходящих газов $\varphi_{ух}$, °С	Принята	120
Энтальпия уходящих газов $I_{ух}$, кДж/кг	Таблица $I - \vartheta$	2 156
Потеря тепла с механическим недожогом q_4, %	[54]	0
Потеря тепла с химическим недожогом q_3, %	[54]	0,5
Потеря тепла в окружающую среду q_5, %	[54]	0,4
Потеря тепла с уходящими газами q_2, %	$\frac{(I_{у\ х} - \alpha_{ух} I^0_{х\ п})(100 - q_4)}{Q_р^р}$	4,2
Коэффициент сохранения тепла φ		0,996
К. п. д. котлоагрегата $\eta_{ка}$, %	$100 - \sum q$	94,9
Полезно использованное тепло $Q_{ка}$, кДж/кг	$D(i_{пп} - i_{п.\ в})$	$803 \cdot 10^6$
Полный расход топлива $B_к$, кг/ч	$\frac{Q_{ка} \cdot 100}{Q_р^р \eta_{ка}}$	21 300
Расчетный расход топлива $B_р$, кг/ч	$B_к$	21 300
Промежуточный теплоноситель	Гравий	—
Средний диаметр зерен $d_{ср}$, м	Принят	0,015
Порозность слоя теплоносителя m, м	$0{,}222\ d_{ср}^{0{,}252}$	0,428
Эквивалентный диаметр теплоносителя $d_э$, м	$4m/d$	0,0075
Удельная поверхность теплоносителя a, м²/м³	$(1 - m)\frac{6}{d_{ср}}$	229
Высота газовых секций $h_г$, м	Принята	3,8
Высота воздушных секций $h_в$, м	Принята	2,4
Ширина секций b, м	Принята	1,0
Приращение высот секций в связи с расширением газовоздушных потоков Δh, м	Принято	0,3
Количество секций n, шт.	Принято	20
Сечение для прохода газов $F_г$, м²	$(h_г + \Delta h)\ bn$	82

Наименование величины	Источник определения	Значение
Сечение для прохода воздуха $F_в$, м²	$(h_в + \Delta h)\, bn$	54
Температура газов перед ДРВ ϑ', °С	Задана	290
Энтальпия газов перед ДРВ I', кДж/кг	Таблица I—ϑ	5 070
Температура воздуха на входе в ДРВ $t_{х.в}$, °С	Принята	30
Энтальпия $I_в^{0'}$, кДж/кг	Таблица I—t	418
Количество воздуха, отнесенное к теоретически необходимому $\beta_{ср}$	$\alpha_т - \Delta\alpha + \frac{\Delta\alpha_{вп}}{2}$	1,025
Присосы в ДРВ $\Delta\alpha_{вп}$	Приняты	0,05
Теплосодержание воздуха при средней температуре $I^0_{прс}$, кДж/кг	Таблица I—t	1 376
Тепловосприятие ДРВ $Q_б$, кДж/кг	$\varphi\left(I' - I'_{ух} - \Delta\alpha_{вп} I^0_{прс}\right) = \beta_{ср}\left(I_в^{0'} - I_в^{0'}\right)$	2 978
Энтальпия воздуха на выходе из ДРВ $I_в^{0''}$, кДж/кг	Таблица I'—t	3 308
Температура воздуха на выходе из ДРВ $t_{г.в}$, °С	Принята	238
Средняя температура газов $\vartheta_{ср}$, °С	$\frac{\vartheta_{ух} + \vartheta'}{2}$	205
Средняя температура воздуха $t_{ср}$, °С	$0{,}5\,(t_{х.в} + t_{г.в})$	134
Скорость фильтрации газов $W'_{ф.г}$, м/с	$\frac{B_р V_г (273 + \vartheta_{ср})}{3{,}6 \cdot 273 F_г}$	1,6
Скорость фильтрации воздуха $W_{ф.в}$, м/с	$\frac{\beta_{ср} B_р V^0 (273 + t_{ср})}{3{,}6 \cdot 273 F_в}$	1,74
Средняя скорость газов в слое теплоносителя $W_г$, м/с	$W_{ф.г}/m$	3,74
Средняя скорость воздуха в слое теплоносителя $W_в$, м/с	$W_{ф.в}/m$	4,07
Кинематическая вязкость газов (при $\vartheta_{ср}$) $\nu_г \cdot 10^6$, м²/с	[54]	35,3
Кинематическая вязкость воздуха (при $t_{ср}$) $\nu_в \cdot 10^6$, м²/с	[54]	28,0
Критерий Рейнольдса по газам $Re_г$, м²/с	$W_г\, d_э/\nu_г$	795

Наименование величины	Источник определения	Значение
Критерий Рейнольдса по воздуху $Re_в$	$W_в d_э/\nu_в$	1 090
Коэффициент теплопроводности газов $\lambda_г \cdot 10^3$, Вт/(м·К)	[54]	36,8
Коэффициент теплопроводности воздуха $\lambda_в \cdot 10^3$, Вт/(м·К)	[54]	34,7
Коэффициент теплопроводности материала теплоносителя $\lambda_т$, Вт/(м·К)	[54]	2,91
Критерий Нуссельта по газам $Nu_г$	$0{,}0145\, Re_г\, Pr_г^{0,4} C_t$	9,95
Критерий Нуссельта по воздуху $Nu_в$	$0{,}0145\, Re_в\, Pr_в^{0,4}\, C_t$	13,6
Коэффициент теплоотдачи от газа к теплоносителю $\alpha_г$, Вт/(м²·К)	$Nu_г \lambda_г/d_э$	48,9
Коэффициент теплоотдачи от теплоносителя к воздуху $\alpha_в$, Вт/(м²·К)	$Nu_в \lambda_в/d_э$	62,8
Доля поверхности нагрева в газовой части $X_г$	$F_г/F_г + F_в$	0,6
Доля поверхности нагрева в воздушной части $X_в$	$F_в/(F_г + F_в)$	0,4
Коэффициент теплопередачи $k_{пр}$, Вт/(м²·К)	$\dfrac{1}{\left(\dfrac{1}{\alpha_г} + \dfrac{d_{ср}}{2 \cdot \delta\lambda_т}\right)\dfrac{1}{X_г} + \left(\dfrac{1}{\alpha_в} + \dfrac{d_{ср}}{2 \cdot \delta\lambda_в}\right)\dfrac{1}{X_в}}$	13,1
Температурный напор на входе $\Delta t'$, °С	$\vartheta' - t_{г.в}$	52
Температурный напор на выходе $\Delta t''$, °С	$\vartheta_{ух} - t_{хв}$	90
Средний температурный напор Δt, °С	$\dfrac{\Delta t'' - \Delta t'}{2{,}3 \lg \dfrac{\Delta t''}{\Delta t'}}$	70
Поверхность нагрева H, м²	$\dfrac{Q_б B_р}{k_{пр}\, \Delta t}$	19 300
Объем теплоносителя, соответствующий поверхности нагрева $V_т$, м³	H/a	85
Толщина слоя теплоносителя $l_{ср}$, м	$V_т/(F_г + F_в)$	0,62
Теплоемкость газов $c_г$, кДж/(м³·к)	[54]	1,365
Водяной эквивалент газов $W_г$	$V_г B_р c_г$	87 000

Наименование величины	Источник определения	Значение
Теплоемкость теплоносителя $c_т$, кДж/(кг·К)		1,05
Массовый расход теплоносителя $G_т$, кг/ч	$\frac{1,2W_г}{c_т}$	420 000
Насыпная плотность теплоносителя $\gamma_н$, кг/м³		1 700
Объемный расход теплоносителя G_V, м³/ч	$\frac{G_т}{\gamma_н}$	250
Коэффициент сопротивления слоя по газовой стороне ζ	(Рис. 4-14)	0,63
Удельная плотность газов $\gamma_г$, кг/м³	$1,31\frac{273}{273+\vartheta_{ср}}$	0,75
Сопротивление слоя по газам $\Delta S_г$, МПа	$\zeta_г\frac{(W_{ф.г})^2\gamma_г a l_{ср}}{2gm^3}$	$1,07\cdot10^{-3}$
Коэффициент сопротивления слоя по воздушной стороне $\zeta_в$	(Рис. 4-14)	0,63
Удельная плотность воздуха $\gamma_в$, кг/м³	$1,293\frac{273+t_{ср}}{273}$	0,84
Сопротивление слоя по воздушной стороне $\Delta P_в$, МПа	$\zeta_в\frac{(W_{ф.в})^2\gamma_в a l_{ср}}{2gm^3}$	$1,45\cdot10^{-3}$
Сечение одной промежуточной точки f_m, м²	Принято 0,2×0,2	0,04
Количество промежуточных течек n, шт.	Принято 0,2×0,2	20
Общее сечение промежуточных течек $F_т$, м²	$f_т n$	0,8
Высота промежуточных течек с учетом приращения на расширяющуюся часть $h_т$, м	$0,3+0,1$	0,4
Перепад статистических давлений между воздухом и газом в воздухоподогревателе ΔP, МПа	Принят	$4,9\cdot10^{-3}$
Скорость фильтрации воздуха в течках $W_{фт}$, м/с	$\sqrt{\frac{2g\Delta Pm^3}{\zeta\gamma_в a h_т}}$	4,0
Средняя температура воздуха (присоса) $t_{пре}$, °С	Принята	270

Наименование величины	Источник определения	Значение
Присос воздуха $V_{прс}$, м³/ч	$W_ф F_т \cdot 3600 \frac{273}{t_{прс}+273}$	5 800
Сечение одной верхней течки $f'_т$, м²	Принято 0,2×0,2 м	0,04
Количество верхних течек n', шт.	Принято	20
Общее сечение верхних течек $F'_т$, м²	$f'_т n$	0,8
Высота верхних течек с учетом приращения на расширяющуюся часть $h'_т$, м	$0,3+0,1$	0,4
Температура воздуха (присоса) $t'_{прс}$, °С	Принята	100
Плотность воздуха при 100 °С $\gamma'_в$, кг/м³	$1,293 \frac{273}{(t'_{прс}+273)}$	0,95
Перепад между воздухом атмосферы и газами ΔP, МПа	Принят	$1,47 \cdot 10^{-3}$
Скорость фильтрации в течках $W'_ф$, м/с	$\sqrt{\frac{2g\,\Delta P m^3}{\zeta \gamma_в a h'_т}}$	2,0
Расход воздуха через верхние течки $V'_в$, м³/ч	$W'_ф F'_т\, 3600 \frac{273}{(t'_{прс}+273)}$	4 200
Суммарный присос воздуха в газовую часть V, м³/ч	$V_в + V'_в$	10 000
Расход газов через котел при $\alpha = 1,0 V_г$, м³/ч	$V^0_г B_р$	237 000
Присос воздуха в воздухоподогревателе $\Delta\alpha_{вп}$, %	$\frac{V}{V_г} \cdot 100$	4,2

Дробепоточный воздухоподогреватель (рис. 4-21, 4-22) состоит из четырех блоков жалюзийных секций, установленных в ряд друг за другом в продольном направлении на расстоянии по осям блоков 1300; 1700; 1300 мм.

В блоки включены по пять газовых и воздушных секций шириной 1000 мм.

Расстояние между жалюзийными решетками (толщина слоя) согласно тепловому расчету равно 620 мм. Высота жалюзийных секций по газовой стороне составляет 3800 мм, по воздушной — 2400 мм. Газовые и воздушные секции соединены уплотняющими

коробами в виде двух встречных бункеров, соединенных в узком сечении течкой сечением 200 200 мм. Движущийся столб засыпки в этих течках и в узких участках встречных бункеров является уплотняющим. Аналогичные уплотняющие устройства имеется в верхней части газовых и в нижней части воздушных жалюзийных секций. Нижние течки соединены с секторными двухсекционными питателями, верхние течки с общими бункерами.

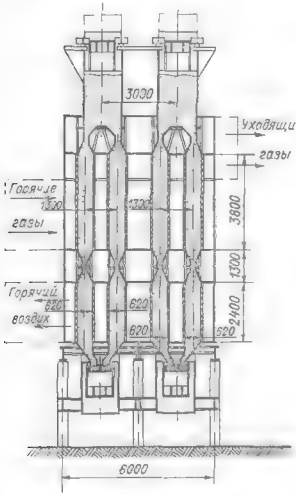


Рис. 4-22. ДРВ к котлу ВКЗ-320-140ГМ (продольный разрез)

Блоки жалюзийных секций представляют собой металлоконструкцию коробчатого типа, организующую слой теплоносителя необходимых размеров, а также воспринимающую нагрузку от движущегося слоя и от верхнего общего бункера. В связи с этим блоки жалюзийных секций включают каркасные элементы.

Жалюзийные решетки представляют собой листы с жалюзийными высечками, приваренные к каркасным элементам блоков. Блоки жалюзийных секций нижней частью опираются на систему балок каркаса воздухоподогревателя.

Два кольцевых подъемника представляют собой жесткую конструкцию внутренним диаметром 13 000 мм. Кольцо выполнено из желоба шириной 1000 мм. Желоб кольца по ширине разделен на три отсека шириной 500 мм в средней части и по 250 мм по краям для возможности раздельного подъема зернистого теплоносителя с различными температурными уровнями. Кольцо установлено на два ряда обрезиненных катков, которые соединены с редуктором привода. Приводом служат электродвигатели мощностью 13 кВт каждый. При вращении катков усилие с помощью фрикционного зацепления между резиной катков и металлической обечайкой передается кольцу, которое, вращаясь со скоростью 0,5 об/мин, обеспечивает непрерывный подъем теплоносителя в верхний бункер, в котором установлены качающиеся лотки с саморегулирующимся наклоном для обеспечения равномерного распределения уровня сыпучего материала по ширине бункера. Во избежание сползания

кольца в сторону, а также опрокидывания предусмотрены три пары торцевых катков — две возле приводов и одна в верхней части подъемника. Приводы имеют собственные рамы, которые устанавливаются на балки каркаса воздухоподогревателя.

Снаружи кольцевые подъемники закрыты кожухом, соединенным в верхней части с воздухозаборными коробами. Средняя часть кожухом подсоединена на всас вентиляторов. Это мероприятие

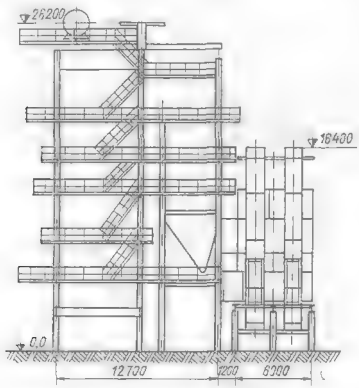


Рис. 4-23. Схема компоновки ДРВ с котлом БКЗ-320-140ГМ

способствует охлаждению подъемника и поддерживает в кожухе разрежение, устраняющее пыление в местах загрузки и выгрузки теплоносителя.

Питатели воздухоподогревателя устанавливаются в кожухе подъемника и имеют поворотную рукоятку с фиксирующим устройством. Во избежание просыпки зерен в районе питателей между торцевыми листами кольца подъемника устанавливаются ограждающие резиновые полосы.

Дробеноточный воздухоподогреватель к котлу БКЗ-320-140ГМ разделен на две самостоятельные установки, включающие в себя два блока жалюзийных секций, верхний общий бункер, систему питателей и кольцевые подъемники. Разделение на две самостоятельные установки позволит эксплуатировать котлоагрегат на пониженной нагрузке в случае выхода из строя одного подъемника. ДРВ устанавливается за опускной конвективной шахтой. Кольце-

здемники устанавливаются параллельно фронтовой линии (рис. 4-23).

Приведенные выше материалы по разработке конструкции ДРВ и возможность заключить, что повышение экономичности котлоагрегатов, сжигающих сернистые топлива, сведение к минимуму коррозионных процессов в воздухоподогревателях, самоочистка поверхности нагрева могут быть достигнуты применением дробепоточных воздухоподогревателей.

ГЛАВА ПЯТАЯ

КОРРОЗИЯ И ЗАГРЯЗНЕНИЕ ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ И СПОСОБЫ ИХ ПРЕДУПРЕЖДЕНИЯ

5-1. НИЗКОТЕМПЕРАТУРНАЯ КОРРОЗИЯ И ЗАГРЯЗНЕНИЕ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА

С ростом единичной мощности современных энергетических парогенераторов, характеризующихся относительно низкими температурами уходящих газов, повышаются требования надежности и экономичности работы поверхностей нагрева.

При сжигании в топочных устройствах парогенераторов сернистых, жидких и твердых топлив на поверхности нагрева воздухоподогревателей, температура металла которой ниже температуры точки росы дымовых газов, конденсируются пары серной кислоты, что вызывает интенсивную коррозию металла и золовой занос воздухоподогревателей. На практике из-за высокого значения точки росы не удается избежать этой зоны без значительного снижения экономичности работы парогенератора.

Ниже рассматриваются процессы коррозии и золового заноса, протекающие в воздухоподогревателях, и методы борьбы с ними.

При сжигании в топке парогенератора топлива, содержащего серу, в основном образуется сернистый ангидрид (SO_2) и лишь незначительная его часть окисляется до серного ангидрида (SO_3). По данным [17] наибольшая доля SO_3 образуется при сжигании газообразных топлив (10—12%); для жидких топлив она составляет 1—2% и для твердых топлив, сжигаемых в виде пыли, 0,5—0,8%.

Это объясняется тем, что энергия активации реакции $SO_2 + 1/2\ O_2 \rightleftarrows SO_3 + Q$ достаточно велика и скорость ее в обычных условиях мала. В то же время реакция окисления SO_2 в SO_3 обратима и при данных температуре и давлении идет до определенного предела.

По современным представлениям в образовании SO_3 главная роль принадлежит атомарному кислороду, появление которого связано с диссоциацией молекул кислорода и с присутствием активизированных молекул двуокиси углерода. Предполагается также наличие каталитического окисления SO_2 в SO_3.

Серный ангидрид (SO_3), соединяясь с водяными парами H_2O, конденсируется на поверхности нагрева, температура которой ниже температуры точки росы дымовых газов.

Концентрация H_2SO_4 в пленке росы зависит от температуры стенки и давления паров SO_3 и H_2O. Ввиду малой величины

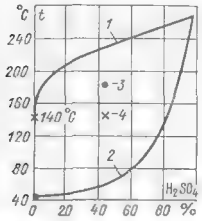


Рис. 5-1. Диаграмма фазового равновесия двухкомпонентной системы H_2SO_4—H_2O при $P_{H_2O} + P_{SO_3} = 10$ кПа; $P_{H_2O} \approx 8{,}5$ кПа

1 — линия росы; 2 — линия кипения; 3 — точка росы при $P_{SO_3} = 0$; $P_{H_2O} = 8{,}5$ кПа, 4 — точка росы при $P_{SO_3} \approx 3$ Па

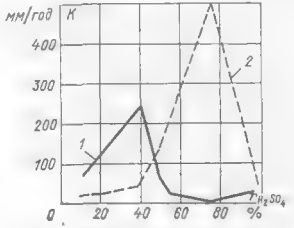


Рис. 5-2. Зависимость скорости коррозии K углеродистой стали и алюминия от концентрации H_2SO_4 в кипящем растворе

1 — углеродистая сталь; 2 — алюминий

парциального давления SO_3 оно практически не сказывается на концентрации H_2SO_4 в росе.

На рис. 5-1 показана диаграмма фазового равновесия системы H_2SO_4—H_2O для суммарного давления паров $P_{SO_3} + P_{H_2O} = 10$ кПа.

Нижняя пограничная кривая (2) характеризует зависимость температуры жидкой серной кислоты от ее концентрации, а верхняя кривая (1) — линию росы.

Из рассмотрения нижней пограничной кривой следует, что каждой температуре соответствует лишь одна определенная концентрация H_2SO_4 в жидкости.

При взаимодействии серной кислоты с малоуглеродистой сталью, из которой обычно изготавливается поверхность нагрева воздухоподогревателей, образуются сульфаты железа $FeSO_4$, $Fe_2(SO_4)_3$. Как видно из рис. 5-2, важным фактором в процессе коррозии углеродистых сталей и вообще всех металлов является концентрация

серной кислоты. При высоких концентрациях H_2SO_4, характерных для работы воздухоподогревателей (60—80%), сталь слабо реагирует на воздействие кислоты. В то же время алюминий, данные лабораторных исследований химической стойкости которого нанесены для сравнения, в этой области концентраций H_2SO_4 имеет высокое значение скорости коррозии.

Следует также отметить, что для алюминия большую роль играет степень его чистоты. Присутствие меди и железа способствует разрушению образующейся окисной пленки. В алюминии медь должна полностью отсутствовать, а содержание железа не должно превышать 0,01% [62].

Дальнейшее рассмотрение рис. 5-2 показывает, что при концентрации H_2SO_4 примерно 55%, которая соответствует температуре 65—70 С, наблюдается резкий рост скорости коррозии стали. При концентрации H_2SO_4 ниже 40% хотя и происходит уменьшение скорости коррозии, уровень ее остается довольно высоким.

В связи с тем что подавляющее большинство мощных парогенераторов, предназначенных для работы на сернистых топливах, оборудуются вращающимися регенеративными воздухоподогревателями (РВП), в первую очередь остановимся на рассмотрении коррозионных процессов и золового заноса, протекающих в РВП.

Механизм коррозии набивки РВП изучался Турлоу на модели, имеющей следующие характеристики [64]:

Диаметр ротора	150 мм
Длина ротора	50 мм
Частота вращения	7 об/мин
Толщина пластин	2,3 мм
Поверхность нагрева:	
газовой части	0,17 м²
воздушной части	0,113 м²
полная	0,368 м²
Скорость (при нормальном атмосферном давлении):	
воздуха	$4\frac{м}{с}$
газов	$3\frac{м}{с}$
Температура:	
воздуха на входе	18—24 °С
уходящих газов	177—260 °С

В специальной топке сжигался газ, в который вводилась серная кислота для получения требуемой концентрации SO_3. Необходимая температура газов на входе в модель обеспечивалась присадкой в них холодного воздуха.

Предварительно установка прогревалась чистыми газами (без ввода H_2SO_4). Затем ротор останавливали, помещали в него 12 образцов каждый с двусторонней поверхностью площадью $5{,}5 \cdot 10^{-3}$ м²,

снова пускали и после 15-минутного прогрева начинали вводить H_2SO_4. Заданная температура образцов, фиксируемая с помощью термопар, поддерживалась изменением температуры газов. Каждый опыт длился 8 ч.

Результаты исследований, приведенные на рис. 5-3, свидетельствуют о том, что максимум скорости коррозии сдвинут в область низких температур металла по отношению к точке росы дымовых газов на 12—40°С в зависимости от содержания SO_3 в дымовых газах. Это объясняется тем, что коррозия в этой зоне определяется количеством выпавшей росы, поскольку, как показано выше (рис. 5-1), при концентрациях H_2SO_4 65—90% скорость коррозии стали практически не зависит от концентрации. Точка максимума характеризуется соответствием количества сконденсировавшейся кислоты тому, к которое может вступать в реакцию с металлом. При более низких температурах, несмотря на количественный рост выпадающей росы, процесс коррозии замедляется согласно закону Аррениуса.

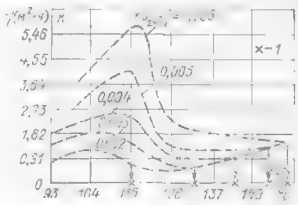


Рис. 5-3. Зависимость скорости коррозии от температуры металла и концентрации H_2SO_4 в газах

1 — значение точки росы

Имеются предположения, что снижение скорости коррозии после максимума также связано с конденсацией паров H_2SO_4 в объеме в пристенной зоне. Образующийся туман уносится газовым потоком. Однако экспериментальных данных, подтверждающих это предположение, не приводится.

Смещение максимальных значений скорости коррозии вправо при повышении содержания SO_3 вызвано ростом скорости конденсации, что объясняется увеличением движущего напора — разности между концентрациями кислоты в объеме и пленке.

Уровень коррозии набивки оказался значительно выше, чем мы имели в промышленных условиях при сжигании жидких и газообразных сернистых топлив (SO_3 обычно не превышает 0,003%). Это, по-видимому, связано с кратковременностью опытов (всего 8 ч). Турлоу считает, что на увеличение уровня коррозии могло повлиять отсутствие золы в потоке газов.

В то время как в промышленных условиях при температуре металла выше точки росы коррозия набивки практически не наблюдается, в данном случае она имеет довольно высокое значение. Турлоу обнаружил, что она происходила с самого начала опыта. По его мнению, причиной коррозии могло явиться либо присутствие SO_3 в дымовых газах, либо возгонка сульфатов, ранее отложившихся в подводящих коробах.

Химический анализ отложений, снятых с образцов, показал, что независимо от температуры образца и концентрации SO_3 в дымовых газах отношение $H_2SO_4 : Fe_2$ было равно 1,72 ± 0,1. Это значение практически совпадает с отношением молекулярных весов серной кислоты и железа (1,75), что указывает на отсутствие свободной серной кислоты в снятых с пластин отложениях. Сопоставляя эти материалы с данными других исследователей, полученными в условиях омывания поверхности нагрева только дымовыми газами, автор считает, что указанное отношение является следствием испарения серной кислоты, выпавшей на поверхности пластин при прохождении набивки через воздушный поток.

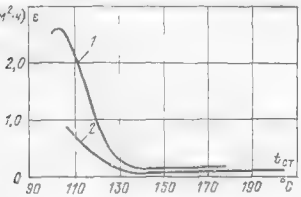


Рис. 5-4. Интенсивность золового заноса г набивки РВП при работе котла ТМ-84 на мазуте с нормальными и малыми избытками воздуха

$1 - \alpha''_{пп} = 1,15$; $2 - \alpha''_{пп} = 1,02 \div 1,04$

При сжигании жидких и твердых сернистых топлив, характеризующихся наличием золы, на процесс низкотемпературной коррозии поверхностей нагрева влияют не только адсорбирующие свойства и химический состав золы, но и организация процесса горения топлива и способы очистки воздухоподогревателей от зольных отложений.

Кардинальным решением вопроса о снижении коррозии и золового заноса низкотемпературных поверхностей нагрева является организация горения сернистого мазута с малыми избытками воздуха (не выше 3%). Об этом свидетельствуют многочисленные данные, полученные отечественными и зарубежными исследователями на парогенераторах [39, 52].

В ВТИ были проведены специальные исследования коррозии и интенсивности золового заноса РВП при работе парогенератора ТМ-84 паропроизводительностью 420 т/ч на мазуте, содержащем серы $S^p = 3,4\%$ и золы $A^p = 0,11\%$, с коэффициентами избытка воздуха $\alpha''_{пп} = 1,15$ и $\alpha''_{гг} = 1,02 \div 1,04$.

Как видно из рис. 5-4, снижение избытка воздуха существенно уменьшает золовой занос набивки РВП. Однако необходимость очистки воздухоподогревателя от отложений не устраняется. Водные обмывки РВП проводились через 800 ч работы парогенератора с $\alpha''_{пп} = 1,02 \div 1,04$ (при $\alpha''_{пп} = 1,15$ через 400 ч). Воздух на входе в РВП подогревался до 50—60° С.

В то же время при отсутствии очистки РВП столь значительного уменьшения скорости коррозии не обнаружено (рис. 5-5). Этот

факт указывает на то, что рыхлые отложения, образовавшиеся на поверхности листов набивки, играют особую роль в развитии процесса коррозии. Об этом также свидетельствует сопоставление данных по скорости коррозии, полученных в условиях отсутствия очистки и при применении регулярных паровых обдувок.

По-видимому, образовавшиеся рыхлые отложения препятствуют испарению серной кислоты с поверхности металла при омывании набивки воздушным потоком. Процесс коррозии протекает не только в газовом секторе, но и в воздушном.

По данным [17] в зоне, свободной от действия дроби, при продольном омывании труб воздухоподогревателя максимальная ско-

Рис. 5-5. Скорость коррозии набивки РВП при сжигании сернистого мазута без очистки и при ежесменной обдувке РВП паром

1 — очистка РВП отсутствует (котел ТМ-84; $\alpha''_{пп} = 1.15$); *2* — очистка отсутствует (котел ТМ-84; $\alpha''_{пп} = 1,02 \div 1,04$); *3* — обдувка паром (котел ТГМ-151; $\alpha''_{пп} = 1,02 \div 1,03$); штриховая линия — обдувка перегретым паром (котел фирмы Джон Томпсон, $\alpha''_{пп} = 1,2$)

рость коррозии составляет 0,3–0,4 г (м²·ч). В топке парогенератора сжигался мазут с $S^p = 2,4 \div 2,9\%$ с нормальным избытком воздуха. В то же время максимальная скорость коррозии набивки РВП в условиях отсутствия очистки и даже при предположении, что коррозия идет как в газах, так и в воздушном потоке, имеет более высокое значение: 0,4—0,45 г/(м²·ч).

Сопоставляя данные о химическом составе отложений, полученных при работе парогенератора на высокосернистом мазуте ($S^p = 2,5 \div 3\%$) с избытком воздуха 2—3%, мы видим, что в отложениях, снятых с набивки РВП, содержится значительно больше H_2SO_4 и $Fe_2(SO_4)_3$, чем на поверхности нагрева, омываемой только дымовыми газами (табл. 5-1).

Повышенное содержание сернокислого окисного железа по сравнению с $FeSO_4$ в отложениях, снятых с набивки РВП, вероятно связано с периодической продувкой набивки воздушным потоком.

Из-за низкой теплопроводности образовавшихся рыхлых золовых отложений (по нашим оценкам, $\lambda = 0,1163 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$) при прохождении набивкой воздушного сектора поверхностный слой отложений охлаждается до более низкой температуры, чем металл набивки. При этом чем толще слой отложений, тем ближе температура поверхности к температуре воздуха. На охлажденной поверхности

Таблица 5-1

Химический состав отложений

Место отбора отложений	Температура металла, °С	Свободная серная кислота, %	Fe_2SO_4	$FeSO$
РВП	98	18,7	5,35	1,31
	111	10,1	3,34	13,2
	119	5,5	11,6	15,7
	123	14,2	3,37	4,72
	125	12,5	4,02	1,13
Трубчатый змеевик (поперечное омывание)	58	0,76	48,2	4,38
	65	0,12	81,6	1,38
	70	1,79	34,1	3,15
	83	0,63	73,8	2,67
	98	2,1	28,4	6,70
	100	2,0	18,5	2,98
	111	1,61	27,7	10,1
	123	3,91	18,2	4,9
	128	1,52	25,2	8,68

отложений при омывании их потоком агрессивных газов обильно конденсируются пары H_2SO_4, вследствие чего происходит интенсивный золовой занос каналов набивки.

Обладая высокой гигроскопичностью, и газопроницаемостью, отложения впитывают в себя серную кислоту, в результате чего она находится в избыточном количестве у поверхности металла. Наличие же отложений препятствует испарению H_2SO_4 в воздушном потоке.

Одним из средств предупреждения интенсивного золового заноса и коррозии набивки РВП является его очистка обдувкой перегретым паром. В зарубежной практике применение обдувки паром давлением 1,4—1,6 МПа и температурой 360—380° С обеспечивает эффективную очистку РВП от отложений [57]. При этом воздухоподогреватели эксплуатируются более года без водных обмывок. Так, при обдувке паром давлением 3 МПа и температурой 425° С скорость коррозии снижается примерно втрое.

Качественная очистка РВП может быть достигнута при поддержании требуемых параметров пара перед обдувочным соплом и тщательном дренировании паропроводов перед проведением обдувки.

Однако даже при эффективной паровой обдувке не удается полностью удалить отложения, состоящие из продуктов коррозии и золы топлива. Поскольку основная часть отложений, образующихся при сжигании сернистого мазута, хорошо растворяется в воде, наиболее действенным методом очистки оказываются водные обмывки.

Выше отмечалось, что в пленке росы при температурах металла, которые имеют место на практике, концентрация H_2SO_4 выше 60%, а скорость коррозии в этих условиях практически не зависит от

концентрации кислоты. Во время водной обмывки концентрация кислоты может оказаться ниже 50%, что приведет к интенсивной коррозии металла в ходе обмывки.

По данным [26] каждая обмывка РВП технической водой, расход которой составлял 30 т/ч при длительности очистки 2—3 ч, дополнительно увеличивает среднегодовую скорость коррозии на 0,06 г (м²·ч), что при 15 обмывках в год даст повышение коррозии на 0,9 г (м²·ч). Поэтому следует стремиться к сокращению длительности обмывки путем увеличения часового расхода воды и к уменьшению агрессивного действия воды за счет ввода в нее химических реагентов.

Поскольку в литературе [30] указывалось лишь на качественное значительное снижение коррозионных разрушений набивки при обмывке РВП водой, имеющей щелочную реакцию, в ВТИ были выполнены сравнительные исследования скорости коррозии при обмывке РВП технической водой,

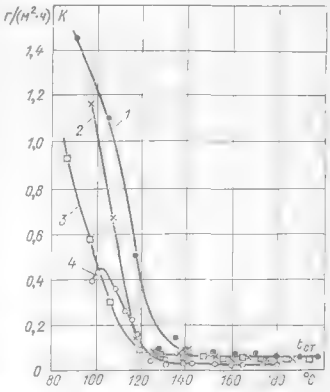


Рис. 5-6. Скорость коррозии набивки РВП при обмывке водой различного состава

1 — техническая вода; *2* — 1%-ный раствор; *3* — 3%-ный раствор NaOH; *4* — [illegible]

1%-ным и 3%-ным раствором NaOH. Температура воды составляла около 80°С, а ее расход—70 т/ч.

Во время испытаний, которые длились 1500—2300 ч, парогенератор работал на мазуте с содержанием серы $S^р$ = 2,5÷0,5% и золы $A^р$ = 0,07÷0,1%. Избытки воздуха составляли 10—15%. Обмывки проводились примерно 1 раз в 20 дней. Между водными обмывками очистка РВП отсутствовала.

Из приведенных на рис. 5-6 данных видно, что при использовании для обмывки 1%-ного раствора NaOH практически не наблюдается снижения скорости коррозии набивки по сравнению со случаем обмывки РВП технической водой. При обмывке 3%-ным раствором NaOH уровень коррозии снижается примерно вдвое, однако остается по-прежнему высоким.

Учитывая то, что водные обмывки усиливают коррозионные разрушения не только набивки РВП, но и конструкционных элементов ротора и газоходов, примыкающих к РВП, а также учиты-

необходимость организации мероприятий по обезвреживанию сточных вод перед сбросом их в канализацию, следует стремиться к уменьшению числа водных обмывок. Это можно достичь организацией качественной обдувки РВП паром давлением 1,4—1,8 МПа и температурой не ниже 400 С либо обдувкой высокотемпературным потоком дымовых газов.

Последний способ очистки, получивший широкое распространение на отечественных мазутных парогенераторах, заключается в периодическом (1 раз в сутки) прекращении подачи холодного воздуха в РВП и в прогреве набивки до температуры газов на входе в воздухоподогреватель. Из-за разных коэффициентов линейного расширения стальных пластин и высушенных отложений происходит термическое разрушение последних. Разрушенные отложения легко сдуваются скоростным потоком дымовых газов.

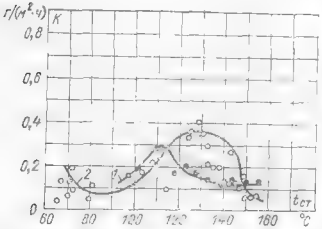


Рис. 5-7. Скорость коррозии РВП и трубчатого воздухоподогревателя при сжигании сернистых твердых топлив

1 — РВП, при сжигании донецких углей; 2 — продольное омывание трубчатого воздухоподогревателя, при сжигании пром. продукта кизеловского угля

По данным [26], полученным при работе котла ТМ-84 на сернистом мазуте со средней паропроизводительностью 300—310 т/ч и $\alpha'' = 1{,}15$, максимум скорости коррозии набивки составляет 0,5—0,85 г (м²·ч), что практически совпадает со среднеэксплуатационной скоростью коррозии при отсутствии очистки РВП. На контролируемом котле после 2,5 лет эксплуатации высота холодной набивки уменьшилась из-за коррозии примерно на 150 мм. При использовании газовой обдувки интенсивность коррозии металла РВП из-за резкого сокращения водных обмывок уменьшилась примерно вдвое.

Аналогичен характер коррозии и в трубчатых воздухоподогревателях при работе котла на сернистом мазуте. При продольном омывании труб дымовыми газами и температуре стенки выше 90° С скорость коррозии металла достигает 0,6 г (м²·ч) в условиях применения на котле регулярной дробеочистки. При этом в [17] отмечается, что при отсутствии очистки труб дробью скорость металла не превышает 0,3 г (м²·ч). Парогенератор во время испытаний работал на мазуте с содержанием S^p 2,8÷2,9%.

При сжигании сернистого твердого топлива, несмотря на более высокое приведенное серосодержание по сравнению с мазутом, скорость коррозии набивки РВП ниже, чем при работе парогенератора

на сернистом мазуте. Это связано с повышенной зольностью твердого топлива.

На рис. 5-7 приведены данные о скорости коррозии РВП при работе парогенератора ТПП-312 на донецких газовых и длиннопламенных углях и на продуктах их обогащения. Содержание серы в топливе $S^p_{пр} = 0{,}5 \div 0{,}65\%$ на 1000 ккал (4186,8 кДж), а точка росы дымовых газов — 130—135° С. Во время испытаний РВП обдувались паром давлением примерно 3 МПа и температурой 300° С, а также трижды обмывались горячей технической водой при остановленном парогенераторе.

Здесь следует отметить тот факт, что даже при температурах металла выше точки росы скорость коррозии набивки довольно высока $\left(0{,}13 \frac{г}{м^2 \cdot ч}\right)$, что, по-видимому, связано с водными обмывками РВП.

На том же рис. 5-7 нанесены данные о коррозии трубчатого воздухоподогревателя при сжигании промпродукта кизеловского угля ($S^p_{пр} = 2{,}23\%$, $t_р = 153°$ С).

Результаты исследований свидетельствуют о том, что при сжигании твердых сернистых топлив для предупреждения интенсивного золового заноса и создания благоприятных условий очистки РВП (паровая обдувка) и труб воздухоподогревателя (дробеочистка) воздух достаточно подогревать до температуры выше 60° С при $t_{ух} = 140 \div 150°$ С.

5-2. ЗАЩИТА ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ ОТ КОРРОЗИИ И ЗАГРЯЗНЕНИЯ

Предварительный подогрев воздуха. Надлежащий температурный режим металла воздухоподогревателей может быть обеспечен с помощью предварительного подогрева холодного воздуха.

В том случае когда требуется невысокий подогрев холодного воздуха (на 30—50° С), простым и надежным способом является рециркуляция части горячего или подогретого воздуха во входной участок воздухоподогревателя. При этом за счет увеличения температуры уходящих газов несколько снижается к. п. д. парогенератора (по данным [8] подогрев воздуха на каждые 10° С снижает к. п. д. на 0,25—0,3%).

Из рассмотренных в [8] схем наиболее экономичными являются схемы подачи части горячего воздуха специальным вентилятором в напорный входной короб воздухоподогревателя.

Исходя из представления, что температура поверхностного слоя отложений на набивке РВП при входе в газовый сектор близка к температуре холодного воздуха (см. § 5-1), ВТИ предложил новый способ рециркуляции горячего воздуха, отличающийся значительной экономичностью по сравнению с известными. Он заключается в том, что горячий воздух направляется специальным вен-

тилятором не в напорный короб для подогрева холодного воздуха, поступающего в РВП, а в ту часть набивки (примерно один сектор), которая покидает воздушную часть воздухоподогревателя. Остальная набивка омывается холодным воздухом. Проведенный расчетный анализ изменения температуры поверхностного слоя отложений при подогреве всего холодного воздуха до 60 С (доля рециркуляции 20%) и при секционном подогреве набивки (доля рециркуляции 15%) показал, что при входе в газовый поток температура поверхности отложений при их толщине 0,9 мм в последнем случае на 20...30 С (при температуре холодного воздуха 10...40 С) выше. Кроме того, применение новой схемы рециркуляции горячего воздуха позволяет примерно на 10 С снизить температуру уходящих газов за счет увеличения температурного напора РВП в целом. Теплоэффект в выделенном секторе РВП по данным промышленных испытаний составил около 2%.

Промышленные испытания новой схемы, внедренной на котле ПК-17-1, подтвердили ее экономичность по сравнению с ранее применяемой рециркуляцией горячего воздуха в напорный короб холодного воздуха. При этом наблюдалось некоторое снижение золового заноса набивки РВП.

Наиболее распространенным средством предупреждения золового заноса и коррозии воздухоподогревателей в нашей стране и за рубежом является предварительный подогрев холодного воздуха в паровых и водяных калориферах. Этот способ при использовании низкопотенциального пара с коэффициентом ценности тепла 0,5 и особенно конденсата оказывается более экономичным, чем рециркуляция горячего воздуха или снижение температуры уходящих газов котла за счет развития поверхности нагрева воздухоподогревателя. При этом за счет повышения температуры уходящих газов котла устраняется коррозия металлических газоходов, дымососов, дымовой трубы, улучшаются условия очистки воздухоподогревателей и рассеивания выбросов в окружающей среде.

Однако упомянутые методы предварительного подогрева холодного воздуха не могут без значительного снижения экономичности полностью исключить коррозию и золовой занос воздухоподогревателей, особенно трубчатого (при сжигании сернистого мазута), в котором холодный воздух должен подогреваться до температуры не ниже 110 С. Поэтому предварительный подогрев холодного воздуха целесообразно сочетать с другими средствами защиты воздухоподогревателей от коррозии.

Для предварительного подогрева холодного воздуха успешно применяются воздухоподогреватели с промежуточным теплоносителем [8]. Для предупреждения коррозионных разрушений труб при пусках и остановах котла в рассечке по воздушной стороне между основным воздухоподогревателем и воздухоподогревателем с промежуточным теплоносителем устанавливается калорифер, включающийся только при нестационарных режимах работы котла. В другой конструкции концы труб газовой части помещены в спе-

циальную камеру и обогреваются горячей водой или паром при пусках и остановах котла. Ввиду трудоемкости изготовления воздухоподогревателя с промежуточным теплоносителем нашли ограниченное применение.

Ограничение количества воздуха, идущего на горение. Как отмечалось выше, кардинальным средством предупреждения интенсивного золового заноса и коррозии поверхностей нагрева котельных агрегатов является организация процесса горения сернистого мазута с избытками воздуха не более 3%.

По изучению влияния избытков воздуха на коррозию и золовой занос поверхностей нагрева котельных агрегатов накоплен обширный экспериментальный материал, подтвержденный длительным опытом эксплуатации котлов на отечественных и зарубежных электростанциях [4, 5, 39, 52]. Наибольший эффект от сжигания сернистого мазута с малыми избытками воздуха получен на котлах, оборудованных трубчатыми воздухоподогревателями.

По данным Глаубица поддержание избытков воздуха менее 1% при работе котла на мазуте с содержанием серы 2,1% позволило практически избежать коррозии и золового заноса поверхностей нагрева в течение 40 000 ч эксплуатации.

Работами ВТИ показано, что при снижении избытков воздуха с 15 до 2—3% максимальная скорость коррозии низкотемпературных опытных змеевиков, установленных на котлах, работавших на мазуте с содержанием серы 2,4—3,2%, снизилась с 1,25 г/(м²·ч) до 0,3—0,35 г/(м²·ч).

Приведенные выше данные получены на котлах, оборудованных трубчатыми воздухоподогревателями. Во время испытаний поверхности нагрева не очищались.

Результаты исследований коррозии и загрязнения набивки РВП свидетельствуют о том, что на интенсивность протекания этих процессов помимо избытков воздуха влияет и способ очистки воздухоподогревателя (рис. 5-8).

При ежесменной обдувке РВП паром скорость коррозии набивки не превышает 0,12 г/(м²·ч). На практике полностью удалить отложения и продукты коррозии с поверхности набивки не удается. Требуются периодические водные обмывки, которые, эффективно удаляя отложения, усиливают коррозионные разрушения РВП. Так, при снижении избытков воздуха с 15 до 2—3% максимальная скорость коррозии набивки хотя и уменьшается с 1,45 г/(м²·ч) (при обмывке технической водой 1 раз в 100 ч) до 0,67 г/(м²·ч) (периодичность обмывок — 1 раз в 600 ч), ее величина остается довольно высокой.

Предварительные данные длительной эксплуатации газоплотного котла ТГМП-324 Киришской ГРЭС подтверждают перспективность организации сжигания сернистого мазута с малыми избытками воздуха. При избытках воздуха 2—4%, температуре холодного воздуха 55—70 С, температуре уходящих газов 120—140 С и при использовании ежесуточной обдувки РВП перегретым паром рост

сопротивления и коррозия РВП незначительны. Однако отсутствие надежной автоматики и приборов контроля, недостаточная плотность топочной камеры котлов с уравновешенной тягой, работа котлов в регулирующем режиме не позволяют пока повсеместно внедрить указанное эффективное средство предупреждения коррозии и золового заноса.

Применение присадок. Большое внимание как у нас, так и за рубежом уделяется разработке эффективных присадок, вводимых в топливо либо в дымовые газы и способствующих снижению низкотемпературной коррозии и изменению структуры золовых отложений с целью улучшения условий их очистки [5, 18, 48, 52]. На отечественных электростанциях положительно зарекомендовали себя газообразный аммиак, вводимый в дымовые газы, и разработанная ВТИ водорастворимая присадка на основе хлористого магния, подаваемая вместе с топливом, *а также присадки ВНИИНП.*

Рис. 5-8. Скорость коррозии набивки РВП при сжигании сернистого мазута с малыми избытками воздуха

1 — обмывка технической водой, котел ТМ-84, $\alpha_{пп} = 1{,}02 \div 1{,}05$, $S = 2{,}3 \div 3{,}1\%$; $A = 0{,}06 \div 0{,}09\%$; *2* — обдувка паром, котел ТГМ-151, $\alpha_{пп} = 1{,}02 \div 1{,}03$; *3* — очистка отсутствует, котел ТГМ-84, $\alpha_{пп} = 1{,}02 \div 1{,}04$, $S = 2{,}1 \div 2{,}6\%$, $A = 0{,}07 \div 0{,}1\%$

По конструктивным соображениям применение газообразной присадки аммиака возможно для котлов, оборудованных трубчатыми воздухоподогревателями, поскольку его ввод (по данным промышленных испытаний) должен осуществляться в зоне температур дымовых газов 200—210° С для уменьшения дозировки присадки и предотвращения образования вязких отложений, не удаляемых дробевой очисткой.

По данным [52], полученным на котлах НЗЛ паропроизводительностью 110 т/ч каждый, работавших на мазуте с содержанием серы 2,5—4,5% при избытках воздуха 15—20% и имевших температуру уходящих газов 115—120° С и холодного воздуха 32—40° С, температура точки росы дымовых газов составила 47—60° С, а замеренная скорость коррозии трубчатых воздухоподогревателей не превышала 0,1 мм/год. Воздухоподогреватели очищались дробью 2 раза в сутки. Дозировка аммиака составляла 0,05—0,06%.

Опыты по изучению действия присадки ВТИ—ЧСТ на коррозию и загрязнение РВП проводились на котле ТГМ-84. Очистка РВП выполнялась один раз в сутки паром давлением 1,3 МПа и температурой 230° С с помощью стационарных многосопловых обдувочных устройств. В топке котла сжигался мазут с содержанием серы

1,6—2,3%. Дозировка хлористого магния составляла примерно 0,8 кг на 1 т мазута.

В результате проведенных испытаний было установлено, что образующиеся на набивке РВП рыхлые отложения удовлетворительно удаляются паровой обдувкой и скорость коррозии набивки не превышает 0,3—0,37 г (м²·ч), несмотря на имевшие место в период испытаний разрывы водяного экономайзера [25].

Длительный эксплуатационный опыт ряда электростанций с блоками 300 МВт подтвердил эффективность присадки ВТИ ЧСТ.

Однако, учитывая большое утонение листов даже при вводе присадки 0,6—0,7 мм/год (по [25]), ее применение следует сочетать с другими антикоррозионными мероприятиями.

Коррозионно-стойкие металлы. Судя по опубликованным в зарубежной литературе материалам о стойкости различных металлов и сплавов, ни один из проверенных материалов, кроме низколегированной стали с присадкой меди, не может быть рекомендован для изготовления набивки РВП и труб воздухоподогревателя либо из-за неоправданно высокой стоимости, либо вследствие большой подверженности коррозии по сравнению с малоуглеродистой сталью. Коррозия материалов исследовалась в промышленных условиях [42, 57]. В табл. 5-2 приведена стойкость различных металлов и сплавов к *низкотемпературной коррозии по сравнению со стойкостью* малоуглеродистой стали.

Таблица 5-2

Скорость коррозии металлов

Наименование металла	Химический состав, %								Относительная скорость коррозии, %
	C	Mn	Cr	Ni	Cu	Mo	W	Si	
Бронзистый чугун	—	—	—	—	—	—	—	—	296
Чугун	—	—	—	—	—	—	—	—	262
Хромоникелевая сталь 316 с низким C	—	—	18	8	—	—	—	—	232
Алюминий	—	—	—	—	—	—	—	—	208
Сталь армко с Cu и Mo	—	—	17	14	—	—	—	—	148
» 316	—	—	18	12	—	2,5	—	—	116
Монель-металл	0,15	1,5	—	67,5	285	—	—	0,5	140
Сталь 316 с Nb	—	—	18	10	—	—	—	—	134
Медь	—	—	—	—	99,0	—	—	—	127
Мартеновская малоуглеродистая сталь	—	—	—	—	—	—	—	—	100
Сталь 309	—	—	25	12	—	—	—	—	99
» 410	0,1	—	12	—	—	—	—	—	87
» кортен	0,1	0,4	0,9	0,45	0,4	—	—	0,48	58
Титан	—	—	—	—	—	—	—	—	56
Сталь карпентен № 20	0,07	0,75	20	29	3,0	2,0	—	—	37
Инконель	0,08	0,25	14	78,7	—	—	—	—	35
Хастеллой B	0,1	0,1	1,0	63,5	—	2,8	—	—	18
» C	0,15	1,0	16,5	54,0	—	17	4,0	—	18

ВТИ выполнил промышленную проверку низколегированной стали с присадкой меди 10ХНДП (аналог стали кортен), высоколегированной стали с присадкой меди 9Х23Н28М3Д3Т (аналог стали карпентер № 20) и никелевого сплава 0Н70М27Ф (типа стали хастеллой С), которая подтвердила технико-экономическую целесообразность применения низколегированной стали с присадкой меди для изготовления поверхностей нагрева воздухоподогревателей. Котлы, за рубежом из этой стали изготавливаются набивка холодных секций, корродируемая часть ротора РВП и газоходы уходящих газов.

Применение неметаллических материалов и покрытий. Промышленная проверка защитных покрытий в виде кремнийорганических лаков, эмалей и лаков на основе фурановой, фураловой, бакелитовой, эпоксидной и других смол, а также в виде полимерных материалов показала, что они недостаточно термостойки либо не стойки к агрессивному воздействию дымовых газов.

По данным ВТИ и по зарубежным публикациям антикоррозионными свойствами при сжигании твердых и жидких сернистых топлив обладают стекловидные и фарфоровые эмали [10, 26, 30].

В середине 50-х годов ВТИ совместно с Пермьэнерго изготовил и испытал при работе котлов на промпродукте кизеловского угля, характеризующемся высоким серосодержанием) воздухоподогреватель из труб с внутренним эмалированием и воздухоподогреватель с промежуточным теплоносителем, наружная поверхность труб которого с газовой стороны была покрыта стекловидной кислотостойкой эмалью Э-1.

После 1500—2000 ч работы в местах приварки эмалированных труб к трубным доскам было обнаружено разрушение эмалевого покрытия. В то же время на трубах воздухоподогревателя с промежуточным теплоносителем (где отсутствовала приварка труб к доскам) такого явления не наблюдалось. В последнем случае скол эмалевого покрытия был связан с применением дробевого способа очистки. В местах, не обрабатываемых дробью, эмалевое покрытие сохранилось в удовлетворительном состоянии вплоть до полного выхода из строя воздухоподогревателя.

На основании полученных данных было сделано заключение, что эмалирование себя не оправдало, и от дальнейшего его распространения отказались.

С внедрением в отечественной энергетике РВП (начало 60-х годов) появилась возможность применения кислотостойких стекловидных эмалей для защиты листов набивки холодного слоя от коррозии.

Зарубежный опыт свидетельствовал о том, что покрытие стекловидными и фарфоровыми эмалями увеличивает срок службы набивки в 5—8 раз. Однако данные о составе и технологии нанесения эмалей отсутствовали.

Государственный институт стекла, ВТИ и Башкирэнерго на основе положительного опыта применения в химической промыш-

ленности кислотостойкой эмали А-32 для труб и их соединительных элементов разработали и внедрили в производство новую эмаль А-168, характеризующуюся лучшими механическими свойствами по сравнению с эмалью А-32.

В период капитального ремонта котла ТГМ 84 А поврежденный коррозией холодный слой набивки РВП был заменен новыми пакетами с эмалированными листами. Профиль листов соответствовал профилю листов интенсифицированной набивки горячего слоя, благодаря чему уменьшилась необходимая поверхность нагрева из-за увеличения коэффициентов теплоотдачи, повысилась жесткость листа, что особенно важно при обжиге эмалевого покрытия. Высота слоя уменьшилась до 400 мм вместо расчетной 600 мм. За счет перехода от набивки с гладкими каналами из листов толщиной 1,2 мм к листам интенсифицированной набивки толщиной 0,6 мм и уменьшения высоты листов расход и стоимость металла для набивки холодного слоя снизились примерно в 2,5 раза.

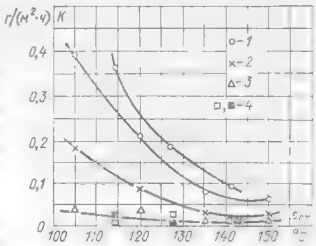


Рис. 5-9. Скорость коррозии образцов
1 — металлические образцы, установленные в [illegible] РВП котла [illegible]

Для изучения сравнительной коррозионной стойкости эмалированных и металлических листов в пакеты холодного слоя РВП были установлены образцы. За период испытаний котел проработал 6356 ч, в том числе 3720 ч на мазуте с зольностью 0,1—0,16% и с содержанием серы 2,6—4,3%, 872 ч на природном газе, 1764 ч на смеси мазута и газа. Температура холодного воздуха составляла 47 С, а уходящих газов 159 С. За это время было выполнено 9 водных обмывок общей продолжительностью 14,5 ч.

На рис. 5-9 представлены результаты испытания образцов. При прочих равных условиях коррозия эмалированных образцов (с двухслойным покрытием — грунтовой и покровной кислотостойкой эмалью) в 8,5 раза меньше, чем металлических. Образцы с одним и двумя слоями покровной эмали характеризуются малым и практически одинаковым уменьшением массы. Однако следует иметь в виду, что полная сплошность эмалевого покрытия может быть гарантирована только при двукратном нанесении покровной эмали. Это особенно необходимо при использовании безгрунтовой кислотостойкой эмали А-20, применяющейся в настоящее время для эмалирования листов набивки.

При осмотре набивки РВП было обнаружено, что эмалированные листы покрыты рыхлыми отложениями толщиной около 1 мм. От-

дельные проходные каналы полностью или частично забиты. На металлических листах толщина отложений достигала 3—5 мм. Отложения плотные и трудноотделяемые. В табл. 5-3 дан химический состав отложений, отобранных с металлических и эмалированных листов.

Таблица 5-3

Химический состав отложения (в %)

Компоненты отложений	Эмалированные листы	Металлические листы
Влага	26,8	2,8
Потери при прокаливании	3,9	5,0
Сульфаты	36,5	60,5
Свободная серная кислота	12,6	1,2
Железо (в пересчете на Fe_2O_3)	0,71	11,5

Состав отложений свидетельствует о высокой коррозионной *стойкости эмалевого покрытия.*

Осмотр РВП также показал, что эмалированная набивка практически не имеет разрушений, в то время как металлические листы толщиной 1,2 мм разрушались от коррозии на высоту 50—150 мм. Примечателен тот факт, что первоначальные дефекты (отколы) в эмалевом покрытии не явились очагом интенсивного разрушения эмали, коррозия локализовалась в местах повреждения покрытия.

На рис. 5-10 показано состояние эмалированной и металлической набивок через 14 мес. эксплуатации.

Через 17 мес. работы котла в свободный объем ротора на входе горячих газов в РВП была установлена дополнительная металлическая набивка высотой 300 мм, что позволило снизить температуру уходящих газов примерно до 145 С. Одновременно была налажена обдувка РВП перегретым паром давлением 1,5—1,8 МПа и температурой 300—350 С один раз в 2—3 дня в течение 30—60 мин с помощью качающегося аппарата типа ОК. Воздух на входе в РВП подогревался в паровых калориферах выше 50 С. Несмотря на снижение температуры уходящих газов, период между обмывками значительно удлинился (за 5 мес. была произведена всего одна обмывка) [59].

Осмотр эмалированной набивки РВП через 14 500 ч работы котла преимущественно на высокосернистом мазуте показал, что она находится в удовлетворительном состоянии. Нижние «холодные» концы отдельных листов прокорродированы на 10—15 мм по высоте, что связано с невозможностью покрытия торцов эмалью. Кроме того, на вершинах дистанционирующих гофров имелись отколы эмалевого покрытия (аналогичная картина наблюдалась и на новых листах), что объясняется малым радиусом закругления (около 2 мм). По этой причине ряд дистанционирующих листов из-за коррозии разрушался по гофрам на отдельные пластины. Для устра-

нения указанного дефекта радиусы закругления должны быть не менее 5 мм.

Повреждения эмалевого покрытия листов были также вызваны периодическим выпадением пакетов с набивкой и отдельных листов

Рис. 5-10. Вид набивки после 14 мес. эксплуатации котла: *а* — эмалированная; *б* — металлическая

из ротора в газоходы (во время остановки котла они снова устанавливались на прежнее место) из-за коррозионных разрушений каркасов и элемента крепления пакетов в роторе.

Несмотря на указанные причины, фактический срок службы набивки составил около трех лет. В этих же условиях металлические листы толщиной 1,2 мм практически полностью разрушаются через год.

Годовой экономический эффект от внедрения эмалированной набивки на котле ТГМ-84А составил 35 тыс. руб.

Исходя из полученного положительного опыта, котлостроительные заводы организовали массовое производство эмалированной набивки. В настоящее время покрытие листов выполняется безгрунтовой кислотостойкой эмалью А-20, близкой по составу эмали А-32. На отечественные электростанции поставляются листы с однослойным эмалевым покрытием. В экспортном исполнении набивка имеет двухслойное покрытие.

Опыт одной из электростанций, сжигающей высокосернистый мазут, на которой в РВП была установлена набивка с однослойным и двухслойным покрытием безгрунтовой эмалью А-20, показал, что срок службы набивки с однослойным эмалевым покрытием в 3—4 раза меньше, чем набивки с двухслойным покрытием. Поэтому для обеспечения надежной работы набивки эмаль А-20 должна наноситься не менее чем в 2 слоя.

На основе данных, полученных на ряде электростанций, работающих на высокосернистом мазуте, при эксплуатации РВП с эмалированным холодным слоем и с различными способами очистки можно сделать следующие выводы.

1. Для изготовления набивки следует применять холоднокатаные стали: Ст. 0,5кп, Ст. 0,8кп.

2. В качестве покровной эмали следует использовать кислотостойкие стекловидные эмали А-32 и А-168, а также безгрунтовую эмаль А-20.

3. Кислотостойкая эмаль должна быть нанесена не менее чем в 2 слоя.

4. Радиус закругления гофра должен быть более 4 мм.

5. Для исключения частых водных обмывок и создания благоприятных условий для регулярной паровой обдувки РВП воздух на входе в РВП следует подогревать до температуры не ниже 50° С при температуре уходящих газов не менее 150° С.

6. *Эффективная очистка* РВП *обеспечивается регулярным* (частота и длительность определяются для каждого конкретного случая) обдувками перегретым паром давлением 1,4—1,8 МПа и температурой не менее 350° С. При этом обязательным условием является тщательное дренирование паропроводов перед обдувкой РВП. При необходимости производится обмывка воздухоподогревателей низконапорной (желательно горячей) технической водой.

7. Для исключения выпадения эмалированной набивки из-за коррозии элементов крепления и каркасов пакетов их следует изготавливать из стали 10ХНДП. В период останова котла элементы крепления надо осматривать и в случае необходимости ремонтировать.

При работе котельных агрегатов на твердом сернистом топливе эмалевое покрытие не только надежно защищает набивку холодного слоя от коррозии, но и значительно облегчает очистку РВП от золовых отложений. На Бурштынской ГРЭС накоплен уже семилетний положительный опыт эксплуатации эмалированной набивки РВП при работе котла на львовско-волынском угле, ГСШ и других сернистых углях.

Имеется также положительный опыт применения эмалированной набивки на котле ТПП-312. Холодные слои РВП котла оснащены эмалированной набивкой, профиль листов которой соответствует профилю листов интенсифицированной набивки (гладкий дистанционирующий лист и волнистый основной лист). Высота холодного слоя 600 мм.

Котел пущен в работу в сентябре 1971 г. Для оценки преимущества эмалированной набивки сравним работу двух соседних котлов ТПП-312. Воздухоподогреватели одного котла оборудованы эмалированной набивкой, другого — металлической. Котлы пущены в работу примерно одновременно и эксплуатируются при близких температурах холодного воздуха и уходящих газов. Для очистки РВП от золовых отложений применяется ежесменная обдувка перегретым паром.

Опыт эксплуатации показал, что сопротивление чистого РВП с эмалированной набивкой ниже расчетного. После водной обмывки сопротивление РВП практически восстанавливается до первоначального состояния. Даже при наибольшем золовом заносе его сопротивление в 1,6 раза меньше сопротивления загрязненных металлических РВП. По данным ГРЭС водная обмывка полностью очищает РВП с эмалированной набивкой через 8—12 ч, в то время как на очистку металлических РВП требуется около двух суток. При этом их сопротивление не восстанавливается до исходного значения.

Осмотр эмалированной набивки показал, что она находится в хорошем состоянии, отсутствуют видимые ее разрушения.

Хотя применение эмалированной набивки экономически оправдано, срок службы ее ограничен. Кроме того, она имеет довольно высокую стоимость и для ее изготовления требуется дефицитная тонколистовая сталь.

Поэтому в нашей стране и за рубежом продолжаются поисковые работы по разработке и созданию долговечных и дешевых антикоррозионных поверхностей нагрева из материалов, которые бы полностью исключали применение стали.

Известно, что высокой кислотостойкостью обладает стекло, имея при этом низкую стоимость. Однако оно имеет и существенные недостатки: недостаточную механическую прочность, что связано с образованием на поверхности листового стекла при его изготовлении микрорисок; склонность к старению; при соприкосновении с металлическими элементами наблюдается разрушение стекла.

Для упрочнения и повышения термической стойкости листового стекла Государственный институт стекла предложил производить его химическую обработку с целью снятия микротрещин. Опытная партия из такого стекла была проверена в промышленных условиях на одном из котлов, сжигающих высокосернистый мазут. РВП, в котором была установлена опытная секция, обдувался ежесменно перегретым паром давлением 3 МПа. Для исключения соприкосновения стекла с металлом каркасов под стеклянные листы были установлены асбестовые и паронитовые прокладки.

Через полгода эксплуатации стеклянные листы практически полностью разрушились, что, по-видимому, явилось следствием недостаточной термической стойкости стекла.

За рубежом фирмой «Рогемоле» для котлов, предназначенных для сжигания сернистых топлив, изготавливаются воздухоподогреватели, оборудованные в холодном слое блоками из кислотостойкой керамики. Особенностью конструкции РВП является неподвижная поверхность нагрева и вращающиеся воздушные патрубки.

Опыт эксплуатации таких РВП в течение более 10 лет при работе котлов на сернистых твердых и жидких топливах свидетельствует о том, что керамические блоки, каналы которых покрыты кислотоупорной глазурью, имеют абсолютную кислотостойкость, хорошо очищаются от отложений с помощью регулярных паровых обдувок и периодических водных обмывок.

В то же время в зарубежной литературе имеется крайне мало материалов по использованию керамических блоков в РВП с вращающейся поверхностью нагрева.

На одной из электростанций Венгерской Народной Республики в холодный слой РВП были установлены керамические блоки. Проходные каналы имели квадратное сечение 5 × 5 мм. Поверхность каналов глазурью не покрывалась.

Котел работал на высокосернистом гудроне с избытками воздуха более 10%. В ходе эксплуатации производилась регулярная обдувка паром и периодическая водная обмывка.

Годовой опыт эксплуатации показал, что блоки являются перспективной антикоррозионной поверхностью нагрева. На отдельных блоках появились трещины (преимущественно в углах квадратов) и керамическая масса потеряла плотность. По мнению авторов, это связано с несовершенством конфигурации сечения проходного канала и повышенным водопоглощением керамики из-за отсутствия глазури.

ВТИ и ЗИО разработали конструкцию и отработали технологию массового изготовления керамических блоков. Размеры блоков в плане 160 × 160 мм и высота 250 мм. Сечение проходного канала квадратное размером 8 × 8 мм; толщина стенки 3 мм. Поверхность блоков покрыта кислотостойкой глазурью. Площадь поверхности блоков, заключенная в 1 м³ объема, равна 280 м².

Тепловые и аэродинамические характеристики совпадают с характеристиками металлической набивки с гладкими каналами.

Стоимость блоков примерно на 40% ниже стоимости металлической набивки из листов толщиной 1,2 мм.

Первая опытная партия была проверена в холодном слое РВП котла ПК-41, работавшего на высокосернистом мазуте с избытками воздуха более 10%. Очистка РВП от отложений осуществлялась ежесуточной обдувкой высокотемпературным потоком газов и периодическими водными обмывками. Воздух подогревался в паровых калориферах до 60° С.

Наблюдения за эксплуатацией РВП с холодным слоем из керамических блоков показали, что термическая очистка не эффективна, требуется обмывка РВП водой через 30—40 дней. При осмотре РВП после водной обмывки установлено, что керамические блоки хорошо очищаются от отложений.

Через семь месяцев эксплуатации было обнаружено, что большинство блоков разрушено поперечными сквозными трещинами. Это явилось следствием применения термической очистки, при которой скорость охлаждения блоков воздухом превышает допустимую, что подтверждено результатами стендовых испытаний. Поэтому указанный способ недопустим для очистки керамических блоков.

Дальнейшие испытания керамических блоков были продолжены на котле ПК-47-1, работающем на высокосернистом мазуте. Воздухоподогреватели очищались периодическими водными обмывками. Температура воздуха на входе в РВП составляла примерно 30° С, а температура уходящих газов—около 120° С. Из-за низких температур газов водные обмывки проводились в среднем через 18 дней.

Несмотря на неблагоприятные условия эксплуатации, срок службы блоков составил 1 год 2 месяца, т. е. несколько превысил *срок службы металлической набивки из листов толщиной 1,2 мм.* Экономический эффект от более низкой стоимости блоков составил около 10 тыс. руб.

Применение керамической набивки целесообразно даже при равном с металлической набивкой сроком службы, так как тонколистовая сталь дефицитная и более дорогая по сравнению с керамической набивкой.

Основными причинами разрушения блоков являются высокое водопоглощение керамической массы, недосталочная ее плотность, а также квадратное сечение канала.

Дальнейшие работы ВТИ направлены на создание блоков с шестигранными каналами из керамики, характеризующейся низким водопоглощением (ниже 1%).

Г. В. Кобков (инженер ТКЗ) совместно с сотрудниками других организаций разработал и внедрил новую насадку из керамических трубок для холодного слоя РВП.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Александров В. Г.** Паровые котлы средней и малой мощности. «Энергия», 1972. 248 с. с ил.

2. **Антуфьев В. М., Гусев Е. К.** Теплообменные аппараты. Л., «Энергия», 1972. 162 с. с ил.

3. **Аэродинамический** расчет котельных агрегатов (нормативный метод). М.—Л., Госэнергоиздат, 1961. 204 с. с ил.

4. **Белосельский Б. С., Покровский В. И.** Сернистые мазуты в энергетике. М., «Энергия», 1969. 328 с. с ил.

5. **Внуков А. К.** Надежность и экономичность котлов для газа и мазута. М., «Энергия», 1966. 368 с. с ил.

6. **Гаврилов А. Ф.** Расчет воздухоподогревателя с промежуточным теплоносителем.— «Теплоэнергетика», 1966, № 8, с. 92—93 с ил.

7. **Гаврилов А. Ф., Майданик М. Н.** Расчет низкотемпературного воздухоподогревателя со стеклянными трубами.— «Теплоэнергетика», 1974, № 11, с. 90—91 с ил.

8. **Гаврилов А. Ф., Майданик М. Н.** Конструкция и опыт эксплуатации низкотемпературных поверхностей нагрева котельных агрегатов. [Обзор.] М., «Информэнерго», 1973. 66 с. с ил.

9. **Горбис З. Р.** Теплообмен и гидромеханика дисперсных сквозных потоков. М., «Энергия», 1970. 424 с. с ил.

10. **Граймс, Хаффкат.** Эмалированные хвостовые поверхности воздухоподогревателей для уходящих газов низкой температуры. (Пер. с англ.) — «Энергетическое машиностроение. Серия «А», 1962, № 4, с. 3—11.

11. **Защита** регенеративных воздухоподогревателей от коррозии путем эмалирования. М., «Информэнерго», 1974. 25 с. с ил. Авт.: И. И. Надыров, Л. М. Цирульников, Г. К. Красноселов и др.

12. **Изготовление** эмалированной набивки для регенеративных воздухоподогревателей котла П-56.— «Энергомашиностроение», 1970, № 11, с. [illegible] с ил. Авт: А. А. Далий, Е. А. Фадеев, И. Ф. Умзько и др.

13. **Исследования** низкотемпературного воздухоподогревателя со стеклянными трубами на котле энергоблока 300 МВт.— «Электрические станции», 1973, № 11, с. 20—25 с ил. Авт.: А. Ф. Гаврилов, В. К. Маршин, И. Я. Жадан и др.

14. **Казаров С. А., Михайлов С. Я.** Основные результаты освоения газомазутного котлоагрегата ТГМП-324.— «Электрические станции», 1974, № 7, с. 9—14 с ил.

15. **Кашунин Е. И., Федоров И. И., Еремеев С. Е.** Наладка и исследование двобепоточного регенеративного воздухоподогревателя на ТЭЦ-5 Ленэнерго.— «Энергомашиностроение», 1972, № 4, с. 14—16 с ил.

16. **Кашунин Е. И., Заричев В. Д.** Результаты исследования нового воздухоподогревателя.— «Энергомашиностроение», 1969, № 4, с. 3—5 с ил.

17. **Клячко Б. И.** Коррозия и загрязнение поверхностей нагрева паровых котлов при сжигании сернистых мазутов. Низкотемпературная коррозия.— «Энергетика за рубежом», БТИ ОРГРЭС, 1962, № 7, с. 5—7 с ил.

18. **Клячко Б. И.** Сжигание высокосернистых мазутов и жидкие присадки ВНИИМП-102 и ВНИИМП-105.— «Электрические станции», 1966, № 7, с. 82—84 с ил.

19. **Комбинированный** воздухоподогреватель на пылесланцевом котле.— «Теплоэнергетика», 1974, № 1, с. 25—28 с ил. Авт.: А. Ф. Гаврилов, А. А. Отс, Т. А. Пирнер и др.

20. **Кроль Л. Б., Розенгауз И. Н.** Экономичность парового и водяного подогрева воздуха котельных агрегатов.— В кн.: Экономия топлива на электростанциях и в энергосистемах. М., «Энергия», 1967. 223 с ил.

21. **Кузнецов И. В.** Рабочие процессы и вопросы усовершенствования конвективных поверхностей котельных агрегатов. М.—Л., Госэнергоиздат, 1958. 172 с. с ил.

22. **Лафа Ю. И., Фомина В. Н.** Аэродинамические испытания воздухоподогревателя котла П-49 блока мощностью 500 МВт. — «Электрические станции», 1971, с. 26—28 с ил.

23. **Локшин В. А., Фомина В. Н., Шестаков В. Н.** Тепловые испытания компактного трубчатого воздухоподогревателя котла энергоблока 500 МВт.— «Электрические станции», 1973, № 10, с. 8—9 с ил.

24. **Любошиц А. И., Шейман В. А.** Регенеративный теплообмен в плотном слое. Минск, «Наука и техника», 1970. 200 с. с ил.

25. **Магадеев В. Ш.** Исследование влияния нагрузки котлоагрегата и других эксплуатационных факторов на коррозию низкотемпературных поверхностей нагрева при сжигании сернистого мазута. Автореф. дис. на соиск. учен. степени канд. техн. наук. М., 1974. 24 с. с ил. ВТИ.

26. **Магадеев В. М., Надыров И. И., Шалейко В. Т.** Коррозия регенеративных воздухоподогревателей при различных способах очистки.— «Электрические станции», 1973, № 9, с. 32—35 с ил.

27. **Мальцева Г. В.** Исследования гидродинамики и теплообмена в поперечно-продувном движущемся плотном слое. Автореф. дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук. Одесса, 1969. 22 с.

28. **Майданик М. Н., Гаврилов А. Ф.** Загрязнение низкотемпературных поверхностей нагрева котельных агрегатов. [Обзор.] «Информэнерго», 1973. 40 с. с ил.

29. **Надыров И. И.** Коррозия регенеративных воздухоподогревателей и методы ее предупреждения. [Обзор.] М., «Информэнерго», 1973. 40 с. с ил.

30. **Надыров И. И., Антонов А. Я.** Очистка вращающихся регенеративных воздухоподогревателей котлов, работающих на твердом и жидком топливе.— «Энергетика за рубежом», БТИ ОРГРЭС, 1965, с. 27 с ил.

31. **Надыров И. И., Гудкевич Э. Л.** Коррозионная стойкость различных сталей для конструкционных элементов РВП.— «Энергетик», 1974, № 4, с. 36—37 с ил.

32. **Надыров И. И., Петросян Р. А.** Обдувка паром набивки РВП.— «Энергетик», 1972, № 10, с. 7—9 с ил.

33. **Надыров И. И., Цирульников Л. М., Зайцев Г. А.** Исследования эмалированной набивки РВП при сжигании высокосернистого мазута.— «Электрические станции», 1972, № 5, с. 31—33 с ил.

34. **Нинуа Н. Е.** Регенеративный вращающийся воздухоподогреватель. М., «Высшая школа», 1965. 108 с. с ил.

35. **Опыт** эксплуатации РВП с эмалированной набивкой холодного слоя при сжигании твердого сернистого топлива. — «Энергетик», 1974, № 4, с. 13—15 с ил. Авт.: Д. Н. Попилов, Б. М. Фаворский, Е. К. Якунин и др.

36. **Ослонов О. И.** Исследование теплообмена в конвективных поверхностях нагрева котла БКЗ-320 при сжигании экибастузского угля.— «Теплоэнергетика», 1974, № 8, с. 45—48 с ил.

37. **Пеккер Л. Л.** Подсчет потери тепла с уходящими газами при предварительном подогреве воздуха паром.— «Теплоэнергетика», 1969, № 11, с. 93—95 с ил.

38. **Пермяков Б. А., Вербовицкий Э. Х.** К расчету трубчатых воздухоподогревателей обращенного типа.— «Известия вузов энергетики», 1971, № 11, с. 121—122 с ил.

39. **Перспективы** внедрения режимов сжигания сернистого мазута с малыми избытками воздуха.— «Теплоэнергетика», 1971, № 1, с. 11—15 с ил. Авт.: А. Д. Горбаненко, Р. А. Петросян, Ю. П. Енякин и др.

40. **Петров В. А.** Пути уменьшения весовых, объемных и экономических характеристик рекуперативных воздухоподогревателей котлов.— «Теплоэнергетика», 1973, № 2, с. 13—15 с ил.

41. **Петросян Р. А.** Точка росы дымовых газов и низкотемпературная коррозия конвективных поверхностей котельных агрегатов. Автореф. дис. на соиск. учен. степени канд. техн. наук. М., 1959. 14 с. ВТИ.

42. **Петросян Р. А., Сергеева Н. Д.** Исследование низкотемпературной коррозии при сжигании сернистого мазута.— «Теплоэнергетика», 1965, № 2, с. 55—59 с ил.

43. **Петросян Р. А., Сергеева Н. Д.** Коррозия регенеративных воздухоподогревателей при сжигании сернистого мазута.— «Теплоэнергетика», 1966, № 5, с. 42—45 с ил.

44. **Поляков К. А., Гурфинкель М. А.** Коррозия и способы защиты оборудования в сернокислотной промышленности. М., ГХИ, 1952. 216 с ил.

45. **Померанцев В. В., Кендысь П. Н., Комиссарова В. М.** Изучение теплопередачи в движущемся слое насадки при перекрестном и противоточном движении газа.— «Труды ЦКТИ», вып. 73, 1966, с. 37—40 с ил.

46. **Панин В. И.** Котельные установки малой и средней мощности. М., Стройиздат, 1966. 384 с. с ил.

47. **Применение** горизонтальных воздухоподогревателей обращенного типа.— «Энергетик», 1971, № 8, с. 7—10 с ил. Авт.: В. А. Локшин, Л. И. Павленко. Б. А. Пермяков и др.

48. **Присадка** аммиака для предупреждения низкотемпературной коррозии.— «Электрические станции», 1966, № 6, с. 17—22 с ил. Авт.: Л. А. Гвоздецкий, В. Э. Бойвич, М. И. Бузаков и др.

49. **Регенеративные** вращающиеся воздухоподогреватели. Л. «Энергия», 1971. 168 с. с ил. Авт.: В. К. Мигай, В. С. Назаренко, И. Ф. Новожилов, Т. С. Добряков.

50. **Резник Г. В., Соловьев Н. С.** Регенеративные воздухоподогреватели (конструкция и монтаж). М., «Энергия», 1972. 35 с. с ил.

51. **Стырикович М. А., Катковская К. Я., Серов Е. П.** Парогенераторы электростанций. М., «Энергия», 1966. 384 с. с ил.

52. **Сжигание** высокосернистого мазута на электростанциях. М., «Энергия», 1970. 447 с. с ил. Авт.: Н. И. Верховский, Г. К. Красноселов, Е. В. Машилов, Л. М. Цирульников.

53. **Сухарев Е. И., Павлов И. Е.** Уменьшение сернокислотной коррозии и заноса золой поверхностей нагрева в мазутных котлах.— «Энергомашиностроение», 1965, № 1, с. 1—4 с ил.

54. **Тепловой** расчет котельных агрегатов (нормативный метод). М., «Энергия», 1973. 296 с. с ил.

55. **Теплотехнические** испытания каскадного трубчатого воздухоподогревателя.— «Электрические станции», 1973, № 8, с. 26—28 с ил. Авт.: В. А. Локшин, В. Н. Фомина, А. Н. Семенов и др.

56. **Федоров И. И., Назаренко В. С., Кашунин Е. И.** Исследование регенеративного воздухоподогревателя с плотным движущимся слоем твердого теплоносителя.— «Электрические станции», 1974, № 9, с. 19—22 с ил.

57. **Филимонов А. И., Надыров И. И.** О выборе пара для очистки регенеративных воздухоподогревателей.— «Энергетик», 1972, № 9, с. 7.

58. **Финдлей Р. А., Гойнс Р. Р.** Системы с твердым теплоносителем.— В кн.: Новейшие достижения нефтехимии и нефтепереработки. Под ред. Коба и Мак-Кета. Т. 2. М., Гостоптехиздат, 1961, с. 288—308 с ил.

59. **Эксплуатация** регенеративных воздухоподогревателей с эмалированной набивкой при работе котла ТГМ-84 на высокосернистом мазуте.— «Энергетик», 1971, № 6, с. 13—14 с ил. Авт.: Н. И. Верховский, Г. А. Зайцев, А. М. Левощенко и др.

60. **Geisler Th.** Leistungsstand und Entwicklungstendenzen im Bau von Lufterhitzern.— «Technische Mitteilungen», 1970, Heft 5, S. 198—204.

61. **Glaubitz E.** Die wirtschaftlichste un d sicherste Methode zur Vermei dung von Hoch—und Niedertemperatur—Korrosionen an ölgefeuerten Kesseln.— «Energie», Jahrg. 16 (1964), Heft 12, S. 507—511.

62. **Huge E. C. and Piotter E. C.** The use of additives for the prevention of low—temperature corrosion in oil—fired steam—generating units.— «Transactions of the ASME», 1955, vol. 77, No 3, p. 267—279.

63. **Kraus W.** Ein neuartiger Werkmontierter Wasserrohrkessel.— «Energie und Technik», 1969, August, S. 306—315.

64. **Thurlow G. G.** *Corrosion studies on a model rotary air—preheater.*— «Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers», 1954, vol. 168, No 20, p. 571—578.

65. **Upmalis A.** Rekuperatiwe und regenerativwe Lufterhitzer.— «Energie», Jahrgang 24 (1972), Heft 10, S. 249—254.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие 3

Глава первая. **Рекуперативные воздухоподогреватели** 5

1-1. Назначение воздухоподогревателя в современном котельном агрегате . . . . . —
1-2. Стальные трубчатые воздухоподогреватели 8
1-3. Пластинчатые воздухоподогреватели 13
1-4. Чугунные воздухоподогреватели 15
1-5. Воздухоподогреватели с промежуточным теплоносителем . . 17
1-6. Стеклянные воздухоподогреватели 18

Глава вторая. **Теплообмен и сопротивление рекуперативных воздухоподогревателей** 20

2-1. Теплообмен и сопротивление в трубчатых воздухоподогревателях . . . . . —
2-2. Интенсификация теплообмена в трубчатых воздухоподогревателях 35
2-3. Тепловой расчет ребристых воздухоподогревателей 42
2-4. Теплообмен в рекуперативных пластинчатых воздухоподогревателях 50
2-5. Расчет воздухоподогревателя со стеклянными трубами . . . 57
2-6. Тепловой расчет воздухоподогревателя с промежуточным теплоносителем 60

Глава третья. **Регенеративные воздухоподогреватели** 62

3-1. Конструкции регенеративных вращающихся воздухоподогревателей . . . . . —
3-2. Работа уплотнений регенеративных воздухоподогревателей . 87
3-3. Теплообмен и гидравлическое сопротивление РВП 96

Глава четвертая. **Воздухоподогреватели с плотным движущимся слоем зернистого теплоносителя** 112

4-1. Схемы и конструкции регенеративных воздухоподогревателей с плотным слоем зернистого теплоносителя . . . . . —
4-2. Методы транспорта твердого зернистого теплоносителя . . . 126
4-3. Зернистый теплоноситель и его свойства 130
4-4. Механика движения и физико-механические свойства движущегося плотного слоя зернистого теплоносителя 131
4-5. Аэродинамика и теплообмен движущегося плотного слоя зернистого теплоносителя 136
4-6. Воздухоподогреватель типа «плотный слой» к газомазутному котлу 148

Глава пятая. **Коррозия и загрязнение воздухоподогревателей и способы их предупреждения** 158

5-1. Низкотемпературная коррозия и загрязнение поверхностей нагрева . . . . . —
5-2. Защита воздухоподогревателей от коррозии и загрязнения . 167

Список литературы 180

16655
Тюменская ТЭЦ
г. Тюмень

ИБ № 655

Тимофей Сергеевич Добряков,
Виктор Константинович Мигай,
Валентин Степанович Назаренко,
Игорь Исмаилович Надыров,
Иван Иванович Федоров

ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛИ КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Редактор В. В. Лебедева
Художественный редактор Г. А. Гудков
Технический редактор В. И. Ботикова
Корректор З. В. Лобова
Переплет художника Н. И. Абрамова

Сдано в набор 2/VIII 1976 г. Подписано к печати 7/XII 1976 г. М-23363. Формат 60×90¹/₁₆. Бумага типографская № 2. Печ. л. 11,5. Уч.-изд. л. 12,4. Тираж 7000 экз. Заказ № 1654. Цена 76 коп.

Ленинградское отделение издательства «Энергия».
192041, Ленинград, Марсово поле, 1.

Ленинградская типография № 4 Союзполиграфпрома при Государственном комитете Совета Министров СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли.
196126, Ленинград, Ф-126, Социалистическая ул., 14.